

VŠB Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra pružnosti a pevnosti

**Pevnostní kontrola včetně posouzení  
vzniku trhlin v plášti rotačního sušicího  
bubnu**

Strength checks, including the assessment of  
cracks in the shell of the rotary drying drum

Student:

Bc. Pavel Kovář

Vedoucí bakalářské práce:

prof. Ing. Petr Horyl, CSc., dr.h.c.

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Pavel Kovář**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3901T003 Aplikovaná mechanika  
Téma: **Pevnostní kontrola včetně posouzení vzniku trhlin v plášti  
rotačního sušicího bubnu**  
**Strength Checks Including the Assessment of Cracks in the Shell  
of the Rotary Drying Drum**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

- 1) Studium výkresové dokumentace sušicího bubnu firmy Trinom s.r.o. Přerov
- 2) Tvorba geometrického modelu bubnu na základě výkresové dokumentace
- 3) Uložení bubnu na opěrných válcích a zahrnutí vlivu pohonu
- 4) Studie rozložení materiálu uvnitř bubnu, zahrnutí vlivu vnitřních lopatek
- 5) Výpočet statického rovnovážného momentu
- 6) Analýza deformačně-napěťového stavu
- 7) Stanovení dynamického vlivu při rozběhu zařízení
- 8) Analýza únavového namáhání pláště bubnu v kritickém místě
- 9) Komplexní posouzení konstrukce na základě počítačových simulací

### Seznam doporučené odborné literatury:

- 1) Výkresová dokumentace firmy Trinom s.r.o.
- 2) Chen, X., Liu Y. Finite Element Modeling and Simulation with ANSYS Workbench. CRC Press. 2015. ISBN 978-1-4398-7384-7.
- 3) ANSYS© ANSYS Academic Research, Release 17, Help System
- 4) ANSYS Mechanical User's Guide, © 2015 SAS IP, Inc., Release 17.0
- 5) Tutorials for ANSYS Workbench <http://www.ansys.com/tutorials>

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Petr Horyl, CSc., dr.h.c.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Ing. Radim Halama, Ph.D.  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 15. května 2017


  
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona.
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 15. května 2017



.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Pavel Kovář

Adresa trvalého pobytu autora práce: Ostrava 1, Maroldova 2987/1

## Anotace

KOVÁŘ, P. *Pevnostní kontrola včetně posouzení vzniku trhlin v plášti rotačního sušicího bubnu: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky, 2017, 57 s. Vedoucí práce: Horyl, P.

Diplomová práce se zabývá pevnostní kontrolou rotačního sušicího bubnu a jeho analýzou na únavu. V úvodu je popsán vznik těchto zařízení a dále je přiblíženo využití rotačních pecí. Následně je počítaný buben detailněji popsán. Dále je zde řešeno rozložení hmoty v bubnu. Tyto poznatky jsou potom využity pro vytvoření MKP modelu pro statickou analýzu. Po vyhodnocení statické analýzy je buben zkontrolován na únavu. V závěru jsou shrnuty výsledky a navržen další postup řešení problematiky.

## Anotation

KOVÁŘ, P. *Strength checks, including the assesment of cracks in the shell of the rotary drying drum*. Ostrava: Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Applied Mechanics, 2017, 57 p. Head of thesis: Horyl, P.

The master thesis deals with the strength control of the rotary drying drum and its analysis of fatigue. The introduction is described the creation of these devices and the use of rotary furnaces is further approached. Subsequently, there is the calculated drum in more detail described. It also deals with the distribution of mass in the drum. These findings are then used to create a MKP model for static analysis. After evaluating the static analysis, the drum is checked for fatigue. In conclusion, the results are summarized and a further approach to the solution is proposed.

# Obsah

Obsah .....	6
Seznam použitých značek a symbolů .....	8
1. Úvod.....	11
2. Rotační sušící bubnová pec.....	13
2.1 Popis bubnu.....	13
2.2 Lopatková vestavba.....	15
2.3 Provoz zařízení.....	16
3. Rozložení materiálu uvnitř bubnu.....	18
3.1 Lopatky v první sekci.....	19
3.2 Lopatky v druhé sekci .....	20
3.3 Lopatky v třetí sekci.....	21
3.4 Materiál na dně bubnu.....	22
3.5 Shrnutí .....	24
4. Tvorba geometrického modelu .....	26
4.1 Geometrie.....	26
4.2 Materiál .....	28
4.3 Síť MKP.....	28
4.4 Okrajové podmínky.....	29
4.4.1 Zátěžný stav I.....	30
4.4.2 Zátěžný stav II .....	31
4.4.3 Zátěžný stav III .....	34
5. Analýza pláště bubnu včetně uložení.....	35
5.1 Zátěžný stav I .....	35
5.1.1 Vyhodnocení napětí .....	35
5.1.2 Vyhodnocení deformačních posuvů .....	35
5.1.3 Vyhodnocení reakcí .....	36

5.1.4	Stanovení rovnovážného statického momentu .....	36
5.1.5	Určení dynamického vlivu při rozběhu .....	37
5.2	Zátěžný stav II.....	37
5.2.1	Vyhodnocení napětí .....	37
5.2.2	Vyhodnocení deformačních posunutí .....	38
5.2.3	Vyhodnocení reakcí .....	38
5.2.4	Stanovení rovnovážného statického momentu .....	39
5.2.5	Stanovení dynamického vlivu při rozběhu .....	39
5.3	Zátěžný stav III .....	39
5.3.1	Vyhodnocení napětí .....	39
5.3.2	Vyhodnocení deformačních posunutí .....	40
5.3.3	Vyhodnocení reakcí .....	40
5.3.4	Stanovení rovnovážného statického momentu .....	41
5.3.5	Stanovení dynamického vlivu při rozjezdu bubnu .....	41
5.4	Shrnutí .....	41
6.	Analýza únavového namáhání .....	42
6.1	Stanovení meze únavy a redukovaného napětí .....	45
6.2	Iniciace únavových trhlin .....	48
6.3	Šíření únavových trhlin .....	49
7.	Závěr .....	52
	Literatura.....	54
	Přílohy.....	56

## Seznam použitých značek a symbolů

$A$	materiálová konstanta	[-]
$A(x)$	konstanta	[-]
$b$	exponent únavové pevnosti	[-]
$b_{L\_414}$	rozměr dané lopatky	[m]
$B(x)$	konstanta	[-]
$c_{L\_110/250/414}$	rozměr dané lopatky	[m]
$E$	modul pružnosti v tahu	[MPa]
$h_m$	výška kruhové úseče	[m]
$J_z$	moment setrvačnosti k ose bubnu	[kg.m <sup>2</sup> ]
$K$	faktor intenzity napětí	[MPa.m <sup>1/2</sup> ]
$K_{IC}$	lomová houževnatost	[MPa.m <sup>1/2</sup> ]
$K_{CU}$	vrubová houževnatost pro vzorky s U vrubem	[J.cm <sup>-2</sup> ]
$K_{CV}$	vrubová houževnatost pro vzorky s V vrubem	[J.cm <sup>-2</sup> ]
$K_{SV}$	součinitel svaru	[-]
$l$	vzdálenost od počátku bubnu ve směru jeho osy	[m]
$l_{cr}$	kritická délka trhliny	[m]
$l_h$	počáteční délka trhliny	[m]
$l_{L\_110/250/414}$	délka dané lopatky	[m]
$l_p$	délka trhliny po povrchu bubnu	[Mpa]
$L_{110/250/414}$	označení lopatky	[-]



$m$	materiálová konstanta	[-]
$m_{L\_110/250/414}$	hmotnost směsi na dané lopatce	[kg]
$M_D$	dynamický moment	[N.m]
$M_S$	statický rovnovážný moment	[N.m]
$n$	otáčky bubnu	[min <sup>-1</sup> ]
$N_f$	počet cyklů	[-]
$r_{past}$	vzdálenost osy bubnu k místu záběru pastorku	[m]
$R$	vliv symetrie cyklu	[-]
$R_e$	mez kluzu	[MPa]
$R_k$	poloměr kružnice	[m]
$R_m$	mez pevnosti	[MPa]
$R_{past}$	reakce od pastorku	[N]
$S_{L\_bub}$	obsah plochy směsi v bubnu v řezu	[m <sup>2</sup> ]
$S_{L\_110/250/414}$	obsah plochy směsi na dané lopatce v řezu	[m <sup>2</sup> ]
$S_{usec}$	obsah plochy úseče	[m <sup>2</sup> ]
$t$	čas	[s]
$u_p$	kvantil normálního rozdělení	[-]
$Y$	funkce tvaru a zatížení	[-]
$\alpha$	úhel od středu kružnice mezi dvěma krajními body tětiny	[MPa]
$\Delta K$	rozkmit intenzity napětí	[MPa.m <sup>1/2</sup> ]
$\delta$	úhel naklonění směsi v bubnu	[°]

$\varepsilon$	úhlové zrychlení	[s <sup>-2</sup> ]
$\varepsilon_{ae}$	amplituda elastické poměrné deformace	[-]
$\mu$	Poissonovo číslo	[-]
$\mu(x)$	medián	[-]
$\rho(l)$	hustota směsi bubnu v daném místě	[kg.m <sup>-3</sup> ]
$\sigma_a$	amplituda napětí	[MPa]
$\sigma_c$	mez únavy	[MPa]
$\sigma_{cP}$	mez únavy podle pravděpodobnosti porušení	[MPa]
$\sigma_d$	dolní napětí	[MPa]
$\sigma_f'$	únavová pevnost	[-]
$\sigma_h$	horní napětí	[MPa]
$\sigma_m$	střední napětí	[MPa]
$\sigma_{max}$	maximální napětí	[MPa]
$\sigma_{red}$	redukované napětí	[MPa]
$\bar{\sigma}(x)$	směrodatná odchylka	[]
$\varphi$	úhel natočení bubnu	[°]
$\omega$	úhlová rychlost	[s <sup>-1</sup> ]

# 1. Úvod

První rotační pec s mírně nakloněnou vodorovnou rovinou, jak je dnes známa, patentoval v roce 1885 anglický inženýr F. Ransome. Ve Spojených státech amerických hrál nejvyšší roli v prosazování rozvoje rotačních pecí vynálezce Thomas Alva Edison, kterému se přisuzuje zavedení do průmyslu první dlouhé rotační pece. V současné době se pomocí rotačních pecí provádí široká škála významných zpracovatelských operací, mimo jiné také sušení.

Rotační bubnová pec se skládá z pláště bubnu s nosnými kruhy, vestavby bubnu, základového rámu, pohonu, vstupní a výstupní části, dávkovacího a vynášecího zařízení a dalších přídatných modulů dle potřeby. Pro zajištění kontinuálního průchodu materiálu je osa bubnu mírně nakloněna od vodorovné roviny. V závislosti na použitých modulech se rozlišuje rotační pec na vypalování materiálů, jako cementu, vápna, magnezitu, jílu a dalších. Zde je vestavbou bubnu vyzdívka a dále jsou zde přidána potrubí horkých spalin a další segmenty zajišťující vypalování. Rozlišuje se rotační pec s přímým ohřevem, kde je materiál v přímém kontaktu se spalinami, a s nepřímým ohřevem, kde se dodávka tepla do pece přenáší z vnější reakční komory. Obdobně se dělí i rotační bubnové chladiče. Zde se ovšem jako médium požívá voda či vzduch. Další aplikací je sušení zrnitých, nelepivých, nehořlavých a nevýbušných materiálů, například vápence, hnojiv, rudy, písku, strusky, hlíny, ale také biomasy. Sušicím médiem bývá zpravidla vzduch, který proudí během procesu bubnem souproudě, nebo protiproudě.

Jedním z výrobců této techniky je firma TRINOM s.r.o. z Přerova, která iniciovala předkládanou diplomovou práci. Zkoumaným konečným problémem je vznik trhlin v plášti rotačního sušicího bubnu. Jedná se o buben pro sušení mokrého hnojiva vzduchem o vstupní teplotě 170°C a s výkonem sušení 180 t/hod. Na obr. 1 níže je zobrazen řešený rotační buben. Je zde vidět uložení bubnu na opěrných kladkách a péra se zakrytým ozubeným věncem.

V práci je na základě dodané výkresové dokumentace [Výkr. dok] popsán sušící buben, jeho uložení, lopatková vestavba a provoz zařízení včetně pohonu, což je dále využito pro tvorbu geometrického modelu a následující analýzy. Prvotní projektové výpočty se zaměřují na rozložení materiálu uvnitř bubnu a vliv zatížení materiálu na vnitřních lopatkách na napjatost pláště bubnu. Dalšími výpočty je stanoven statický rovnovážný moment, dynamický vliv při rozběhu zařízení a taktéž je provedena analýza deformačně-

napětového stavu pláště bubnu, zejména pak v místě, kde vznikají trhliny. V tomto kritickém místě je provedena analýza únavového namáhání.

Pro většinu výpočtů byl použit MKP software Ansys Workbench 17.0. V práci jsou popsány použité okrajové podmínky včetně simulování zatížení, tedy materiálu v bubnu, a vytvoření konečnoprvkové sítě.

Poslední kapitolou této práce je závěr, kde se nachází shrnutí a vyhodnocení dosažených výsledků.



Obr. 1: Rotační sušící buben<sup>[12]</sup>

## 2. Rotační sušící bubnová pec

### 2.1 Popis bubnu

Plášť rotačního bubnu se skládá ze svařených plechů různých tloušťek a délek. Tloušťky plechů v místech nosných kruhů, které leží na opěrných válcích, jsou zesíleny a oproti ostatním plechům délky tři metry mají délku jen dva metry. Vyskytují se zde tedy svary po obvodu pláště bubnu, ale také v axiálním směru. Vnitřní průměr bubnu je po celé délce 3 900 mm, zatímco vnější průměr se mění. Ten je pod nosnými kruhy 3 994 mm (tloušťka plechu je tedy 47 mm), pod ozubeným věncem, který přenáší na plášť bubnu hnací moment od pohonu, je vnější průměr 3 956 mm (tloušťka plechu je 28 mm), zbylé části pláště mají shodnou tloušťku 20 mm, vnější průměr je tedy 3 940 mm. Celková délka pláště bubnu je tedy 31 842 mm.

Vstupní část pláště bubnu je vyztužena plechem tvaru mezikruží s vnitřním průměrem 2 115 mm, vnějším průměrem 3 900 mm a tloušťky 22 mm. Na výstupní části pláště bubnu je připevněná výsypka.

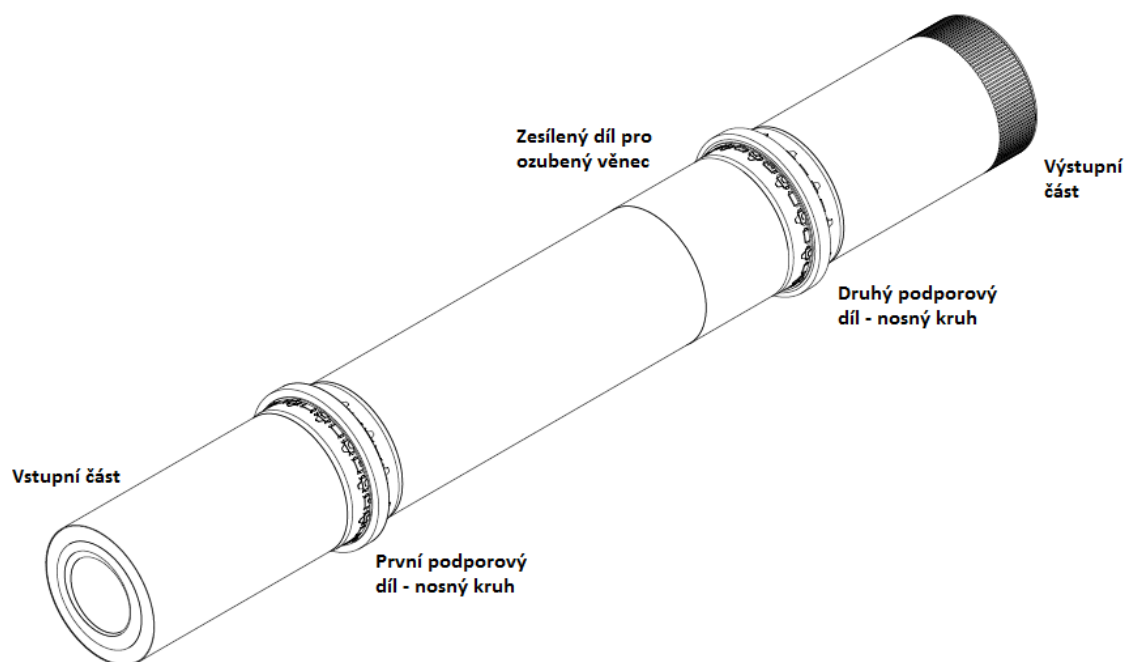
Na plášti bubnu uprostřed zesílených plechů jsou pomocí podložek a příložek připevněny dva nosné kruhy vzdálené od sebe 18 500 mm, které díky uložení na opěrných válcích zajišťují rotační uložení bubnu. Vnější průměr těchto kruhů je 4 550 mm, zatímco opěrné válce mají průměr 1 300 mm a délku 450 mm.

Rotace bubnu je zajištěna pomocí ozubeného převodu, kde na plechu tloušťky 28 mm je připevněn ozubený věnec, který roztáčí ozubený pastorek hnaný pohonem. Aby nedošlo ke znečištění, ozubený věnec i s převodovým kolem jsou zakryty.

Kvůli zabezpečení snadného průchodu materiálu bubnem je osa zařízení vůči vodorovné rovině nakloněna o 1,6 %, v přepočtu na stupně sklopena o  $0,917^\circ$ . Z toho důvodu musí být buben zachycen i v axiálním směru, což zajišťuje kladka opřená o nosný kruh blíže k výstupu materiálu ze zařízení.

K plášti bubnu jsou dále připevněny vstupní a výstupní části. Na obr. 2 jsou znázorněny jednotlivé části pláště bubnu. Obr. 3 ukazuje uložení bubnu na opěrných válcích, kde je také vidět válec zamezující pohyb bubnu v axiálním směru, a rovněž je zde vidět zakrytovaný ozubený věnec spojený s pláštěm bubnu pomocí pér. Na posledním obrázku

této kapitoly, tedy obr. 4, je ukázán detailněji ozubený převod, tentokrát bez ochranných krytů. Snímek byl pořízen během údržby, popřípadě během modernizace sušícího zařízení.



Obr. 2: Izometrický pohled na svařenec pláště bubnu<sup>[15]</sup>



Obr. 3: Uložení bubnu na opěrných válcích<sup>[12]</sup>





Obr. 4: Pohón ozubeným převodem<sup>[12]</sup>

## 2.2 Lopatková vestavba

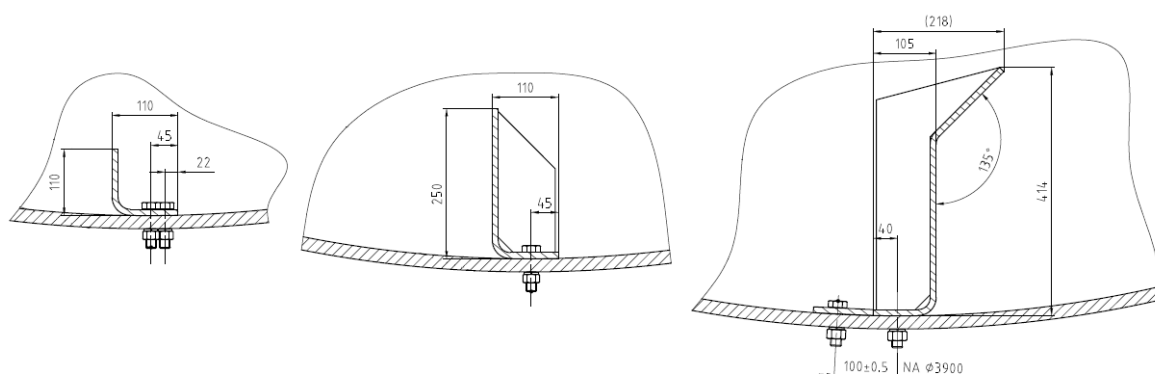
Rotační buben je vybaven celkem třemi sekcemi různě tvarovaných lopatek různých délek. Ty jsou k plášti bubnu připevněny pomocí šroubů M18x70 s příslušnými maticemi a podložkami. Každá sekce se skládá z deseti řad lopatek, tudíž řady uvnitř bubnu jsou vůči sobě rozmístěny o  $36^\circ$ . První lopatka je umístěna 202 mm od kraje vstupní části a mezery mezi lopatkami jsou vždy 10 mm. Všechny lopatky mají shodnou tloušťku 10 mm.

Lopatky v první sekci mají profil tvarovaný do rovnostranného L, kdy strany jsou délky 110 mm. Zaoblení rohu má hodnotu 10 mm. V každé řadě jsou celkem čtyři lopatky, dvě délky 1 180 mm a dvě délky 2 000 mm. Celková délka jedné řady lopatek první sekce je i s mezerami 6 390 mm.

Lopatky v druhé sekci jsou taktéž tvaru L, zde již ovšem nerovnostranného, a vyztužené žebry. Strana, která zajišťuje připevnění lopatky k plášti bubnu má také délku 110 mm, jako lopatky v první sekci. Kolmá strana už má ale délku 250 mm, zaoblení rohu má rovněž hodnotu 10 mm. V této sekci se vyskytují jedna lopatka délky 1 295 mm, jedna

lopatka délky 1 050 mm, jedna lopatka délky 900 mm a dvanáct lopatek délky 1 250 mm. Celkově tedy tato sekce měří i s mezerami mezi lopatkami 18 385 mm.

V poslední, třetí sekci, se vyskytují větší lopatky složitějšího tvaru, jak je vidět na obr. 5. Nosná plocha těchto lopatek je větší než v předchozí sekci a ohnuta o 45°. Rovněž stěna lopatky, která zajišťuje uchycení k plášti bubnu je větší. Nicméně zaoblení rohu lopatky u pláště bubnu je také 10 mm. Rovněž v této sekci lopatky jsou vyztuženy žebry. Jedna řada lopatek se zde skládá z lopatky délky 1 510 mm a z pěti lopatek délky 1 055 mm. Včetně mezer mezi jednotlivými lopatkami má tedy tato sekce délku 6 835 mm.



Obr. 5: Lopatky<sup>[15]</sup>

## 2.3 Provoz zařízení

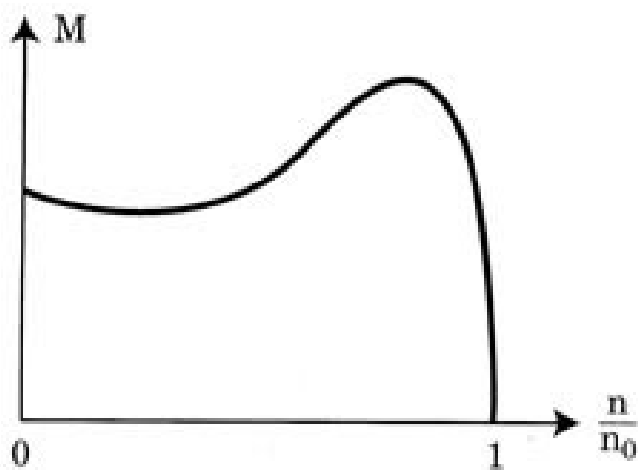
Jak již bylo zmíněno výše, pohon rotačního bubnu je zajištěn pomocí ozubeného převodu. Na obr. 4 výše je vidět ozubený věnec spojený s pláštěm bubnu pomocí pír a ozubené kolo, které přenáší hnací sílu přes ozubený věnec na buben. Péra zajišťují rovnovážný rozjezd bubnu a kontinuální chod. Pastorek je připojen přes převodovou skříň k asynchronnímu motoru.

Asynchronní motor se skládá z rotoru a statoru, kde jsou oba opatřeni vinutím. Statorové vinutí je napájeno z vnějšího zdroje třífázovým elektrickým proudem. Indukuje se zde elektrické napětí, které vytváří točivé magnetické pole. Vzájemným působením tohoto pole na cívku rotoru se rotor uvádí do pohybu. Aby se v rotoru indukovalo napětí, nesmí se magnetická pole pohybovat stejnou rychlostí. Tento poměrný pokles vzájemného pohybu magnetických polí se nazývá skluz. Asynchronní motor je popsán Klossovou charakteristikou, která udává závislost krouticího momentu na maximálním momentu,



který je motor schopný vytvořit, k němu patřičnému skluzu, skluzu na počítaném momentu a odporech statoru a

rotoru. Graficky lze zobrazit momentová charakteristika asynchronního motoru, která udává závislost otáček na momentu, jak je vidět na obr. 6.



Obr. 6: Momentová charakteristika asynchronního motoru<sup>[7]</sup>

Instalovaný motor má výkon 400 kW, vůči ose bubnu je schopný vyvinout maximální krouticí moment 1 194 000 Nm, což odpovídá otáčkám 3,2 ot/min. Během rozjezdu bubnu, kdy je buben prázdný, je motor řízen pomocí frekvenčního měniče. Buben se postupně rozjíždí na 2,3 ot/min. Záběrový moment je konstantní v celém rozsahu otáček.

V průběhu provozu zařízení bylo naměřeno při chodu prázdného bubnu výkon 140 kW při 2,9 ot/min, což odpovídá momentu na bubnu 461 000 Nm, a při chodu plného bubnu výkon 320 kW při otáčkách 3,2 ot/min, což odpovídá momentu na bubnu 955 000 Nm.

V praxi je buben v provozu 24 hodin denně, šest dní v týdnu. Každý týden probíhá odstávka technologie v délce trvání jednoho dne. Buben je takto v provozu celoročně s jednou čtrnáctidenní odstávkou.

### 3. Rozložení materiálu uvnitř bubnu

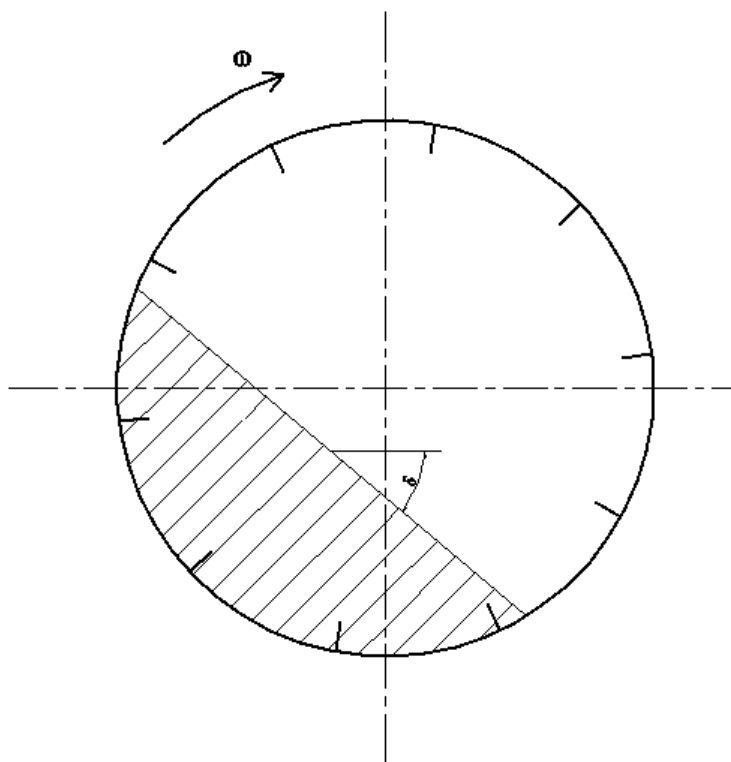
Z provozu je určeno dávkování materiálu 180 t/hod. Je-li buben zcela plný, nachází se v něm celkem 105 t materiálu. Vstupní hustota mokrého hnojiva je 1 400 kg/m<sup>3</sup>, po vysušení má materiál hustotu 1 050 kg/m<sup>3</sup>. Délka bubnu, kde dochází k sušení, je 31 810 mm. Podle normy [norma] byl určen sypný úhel hnojiva  $\gamma$  na 30°, naklonění směsi v bubnu  $\delta$  během chodu na 40°. Na základě těchto hodnot budou dále určena rozložení materiálu na lopatkách a rozložení materiálu v bubnu.

Hustota sušeného materiálu v bubnu je po délce bubnu proměnlivá. Tento fakt bude zaveden do výpočtu pomocí lineární funkce. Označí-li se celková délka bubnu, kde dochází k sušení,  $l_{bub}$ , obecná vzdálenost od vstupu bubnu  $l$ , hustota materiálu na vstupu  $\rho(l_0)$ , hustota materiálu na výstupu  $\rho(l_{bub})$ , potom z předpisu pro lineární funkci lze psát:

$$\rho(l) = \frac{\rho(l_0) - \rho(l_{bub})}{l_{bub}} \cdot l + \rho(l_{bub}) \quad (1)$$

Dle vztahu (1) bude aproximována hustota materiálu v jednotlivých sekcích lopatek a to tak, že za proměnnou  $l$  bude dosazována střední délka počítaného úseku.

V bubnu se nachází celkem tři různé typy lopatek rozděleny do sekcí. Po obvodu je zde celkem deset řad s konstantní mezerou 36°, jak je ukázáno na obrázku 7. Je zde také vidět naklonění směsi  $\delta$  v bubnu během provozu.



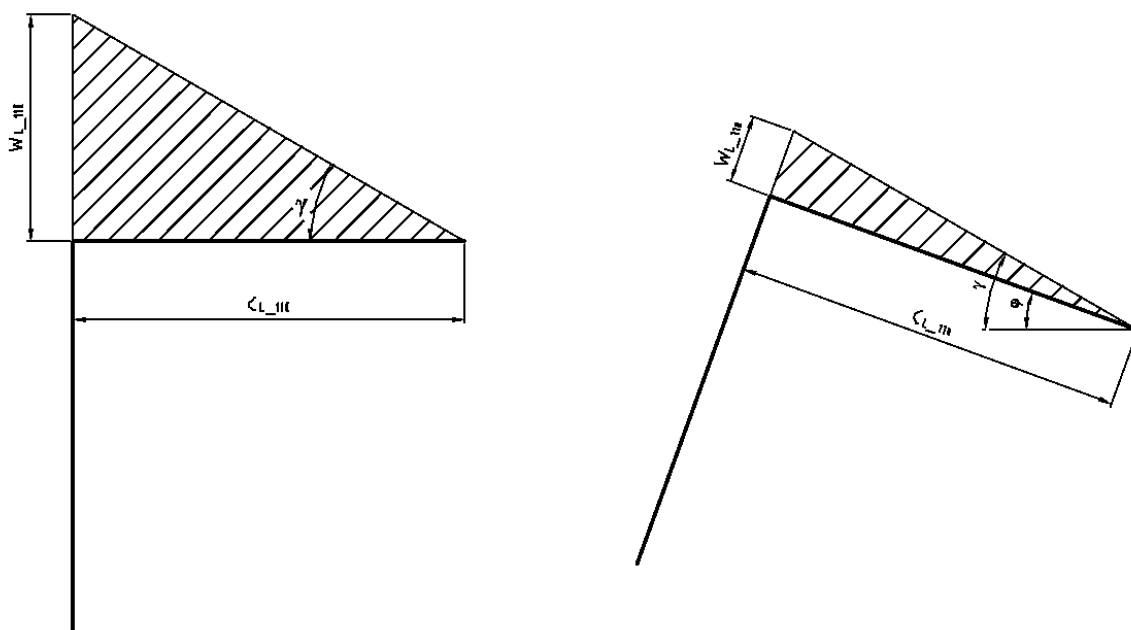
Obr. 7: Rozmístění lopatek v bubnu

Dále jsou odvozeny vztahy pro výpočet obsahu materiálu na každém typu lopatek v závislosti na natočení bubnu  $\varphi$ . Počátek, tedy  $\varphi = 0$ , je uvažován pro vodorovnou polohu lopatek, jak je ukázáno níže.

### 3.1 Lopatky v první sekci

Na obr. 8 je znázorněn náčrt lopatky v nulové poloze a natočené o úhel  $\varphi$  včetně rozložení materiálu. Dle tohoto obrázku a se znalostí celkové délky lopatek  $l_{L_{110}}$  lze odvodit vztah na výpočet hmotnosti  $m_{L_{110}}$  v závislosti na natočení bubnu  $\varphi$ . Podle dokumentace<sup>[15]</sup> je délka strany  $c_{L_{110}} = 110$  mm.

$$m_{L_{110}} = \frac{c_{L_{110}} \cdot w_{L_{110}}}{2} \cdot l_{L_{110}} \cdot \rho \left( \frac{l_{L_{110}}}{2} \right) = \frac{c_{L_{110}}^2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) \cdot l_{L_{110}} \cdot \rho \left( \frac{l_{L_{110}}}{2} \right) \quad (2)$$

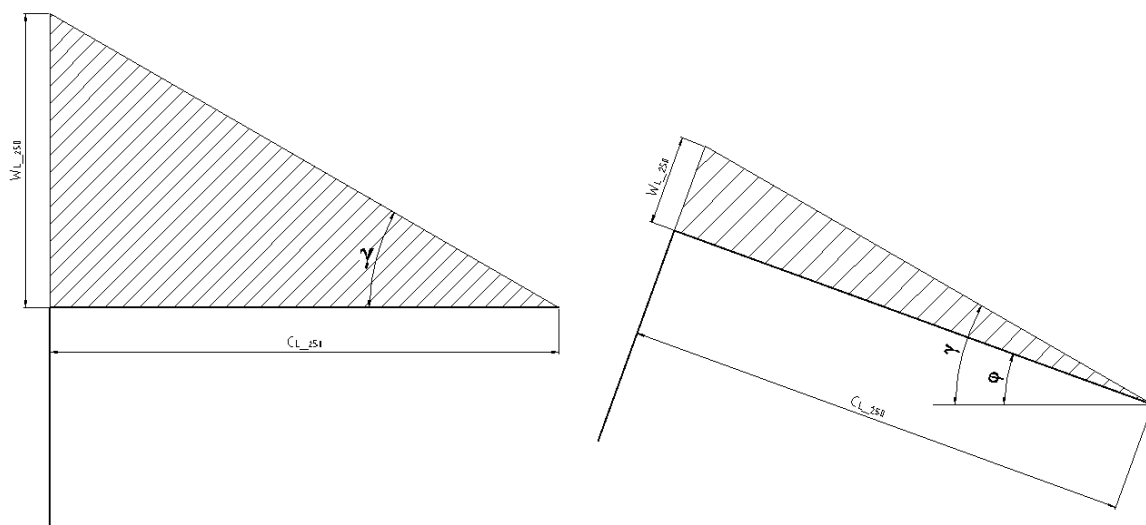


Obr. 8: Rozložení materiálu na lopatkách v první sekci

### 3.2 Lopatky v druhé sekci

Obdobně jako v předchozí podkapitole je spočtena hmotnost materiálu na lopatkách v druhé sekci. Opět se vychází z geometrického nákresu, viz obr. 9. Zde má lopatka stranu  $c_{L\_250}$  dlouhou 250 mm.

$$\begin{aligned}
 m_{L\_250} &= \frac{c_{L\_250} \cdot w_{L\_250}}{2} \cdot l_{L\_250} \cdot \rho \left( l_{L\_110} + \frac{l_{L\_250}}{2} \right) \\
 &= \frac{c_{L\_250}^2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) \cdot l_{L\_250} \cdot \rho \left( l_{L\_110} + \frac{l_{L\_250}}{2} \right)
 \end{aligned} \quad (3)$$



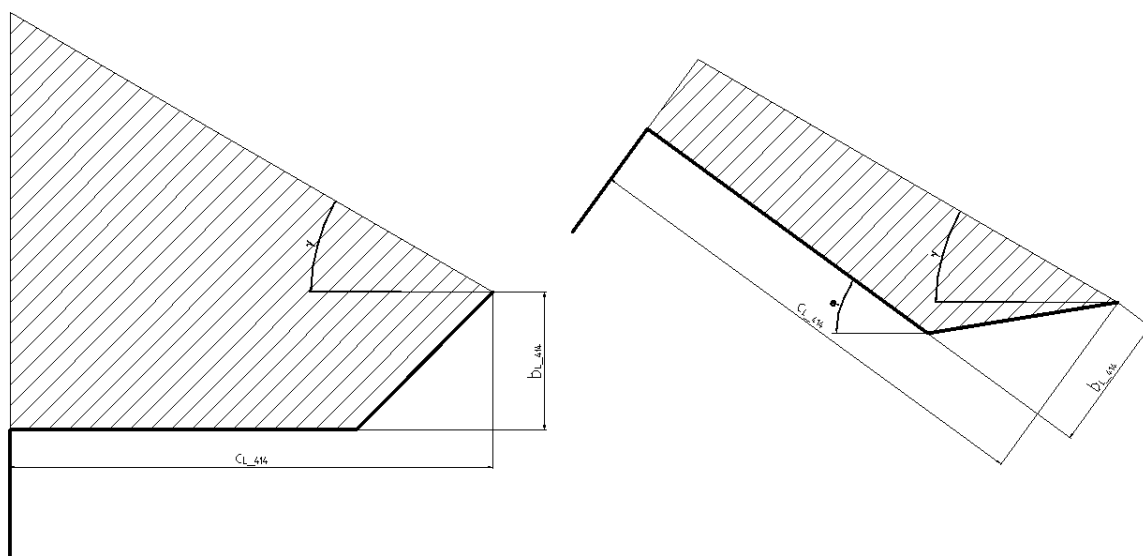
Obr. 9: Rozložení materiálu na lopatkách v druhé sekci

### 3.3 Lopatky v třetí sekci

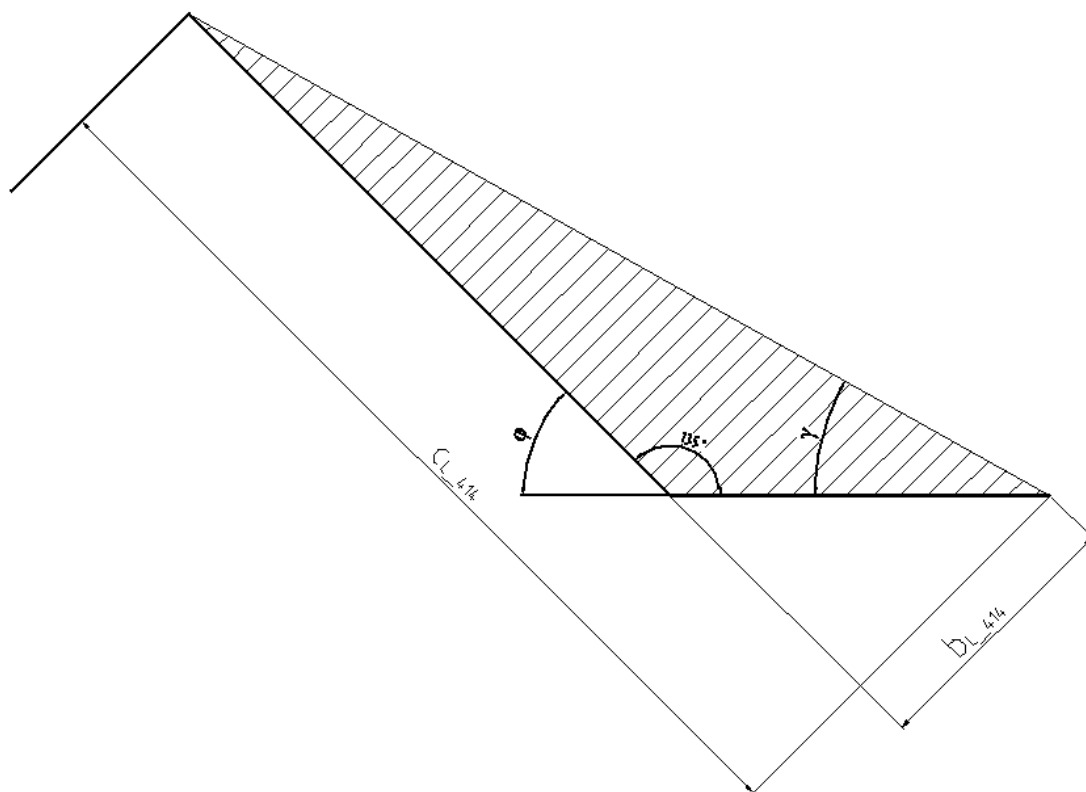
Výpočet rozložení materiálu na lopatkách v třetí sekci vychází stejně jako v předchozích případech z geometrického nákresu, viz obr. 10. V tomto případě je ale geometrický tvar lopatky složitější a bude muset být popsán dvěma rovnicemi. První rovnice (4) platí, je-li  $\varphi \leq 45^\circ$ , bude-li ale  $\varphi \geq 45^\circ$ , potom se velikost obsahu materiálu na této lopatce bude řídit vztahem (5). Na obr. 11 je zobrazena tato mezní poloha, tedy když  $\varphi = 45^\circ$ . Délky stran  $c_{L\_414}$  a  $b_{L\_414}$  jsou 414 mm a 113 mm.

$$m_{L\_414}^I = \left[ b_{L\_414} \cdot c_{L\_414} + b_{L\_414}^2 - 0,5 \cdot c_{L\_414}^2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) \right] \cdot l_{L\_414} \cdot \rho \left( l_{L\_110} + l_{L\_250} + \frac{l_{L\_414}}{2} \right) \quad (4)$$

$$m_{L\_414}^{II} = \left[ \frac{b_{L\_414}^2}{2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \varphi)} - \frac{1}{2} \cdot b_{L\_414}^2 \right] \cdot l_{L\_414} \cdot \rho \left( l_{L\_110} + l_{L\_250} + \frac{l_{L\_414}}{2} \right) \quad (5)$$



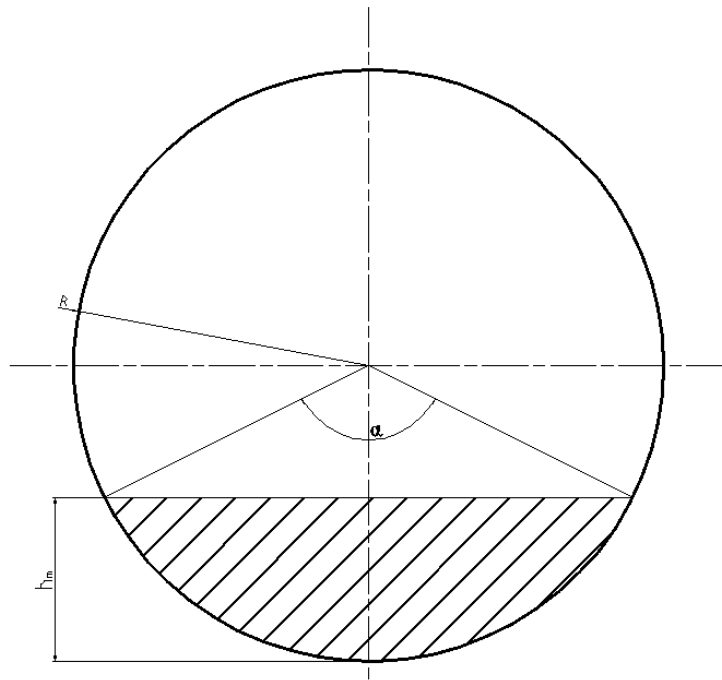
Obr. 10: Rozložení materiálu na lopatkách v třetí sekci



Obr. 11: Mezní poloha pro výpočet obsahu materiálu na lopatkách třetí sekce

### 3.4 Materiál na dně bubnu

Hmota na dně bubnu má tvar kruhové úseče. Obsah kruhové úseče se počítá pomocí tětivy s úhlem  $\alpha$  mezi jejími krajními body, viz obr. 12. Obecný vzorec je uveden v rovnici (6) níže, kde  $R_k$  je poloměr kruhu,  $\alpha$  již zmíněný úhel v radiánech.



Obr. 12: Kruhov ue

$$S_{usec} = \frac{1}{2} \cdot R_k^2 \left( \frac{\pi \cdot \alpha}{180^\circ} - \sin(\alpha) \right) \quad (6)$$

úhel  $\alpha$  je z rovnice (6) obtızne vyjádřit, proto pro získání této hodnoty byl vyuıt online kalkulátor<sup>[16]</sup>. Tento kalkulátor pot obsah kruhové uee na základě zadaných parametrů R a  $\alpha$ . Proto úhel  $\alpha$  byl odhadován a vysledn obsah kruhové uee porovnáván s vypočtenou hodnotou  $S_{L\_bub}$ , viz níže.

Pro vysku kruhové uee  $h_m$  potom z vlastností pro pravohl trojúhelník platí:

$$h_m = R \cdot \left( 1 - \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right) \quad (7)$$

Pro prvotn odhad velikosti plochy v prrnm řezu je počítáno s předpokladem, ře se na lopatkách nenachází řadn materiál, tedy hmota v bubnu  $m_{L\_bub}$  v 105 t. Dalším předpokladem je konstantní hustota  $\rho\left(\frac{l_{bub}}{2}\right)$ . Potom platí rovnice:

$$S_{L\_bub} = \frac{m_{L\_bub}}{\rho\left(\frac{l_{bub}}{2}\right) \cdot l_{bub}} \quad (8)$$

Je-li známa hodnota úhlu  $\alpha_0$  a také úhel naklonen sme v bubnu  $\delta$ , potom lze snadno pomocí sčítání úhlů dopočíst sklon lopatek, tedy úhel  $\varphi$ . Dosazením této hodnoty do vztahů (2) – (5) pro  $\varphi \leq 45^\circ$ , popřípadě pro  $\varphi \geq 45^\circ$  do vztahů (2) – (3) a (5), se získá hmotnost

materiálu na lopatkách vystupujících z promíchávané směsi na dně bubnu. Přičtením k úhlu  $\varphi$  36° a opětovným dosazením do těch stejných vztahů se zjistí, kolik materiálu se nachází na druhé řadě lopatek.

Nyní odečtením od původní plochy  $S_{L\_bub}$  materiálu na dně bubnu součtem ploch na lopatkách se zjistí skutečná plocha směsi na dně bubnu  $S_{bub}$ .

$$S_{bub} = S_{L\_bub} - S_{L\_110} - S_{L\_250} - S_{L\_414}^I - S_{L\_414}^{II} \quad (9)$$

Na základě této skutečné plochy materiálu na dně bubnu se také aktualizuje úhel  $\alpha$ , který charakterizuje danou plochu.

### 3.5 Shrnutí

V tabulce 1 níže jsou uvedeny vypočtené parametry směsi na dně bubnu včetně hodnot použitých k výpočtu. Jsou zde uvedeny i úhly  $\varphi_1$  a  $\varphi_2$ , které znázorňují natočení lopatek první a druhé řady. Po porovnání hmotností na lopatkách  $m_L$  a směsi na dně bubnu  $m_{bub}$  lze konstatovat, že zatížení lopatek nebude mít téměř žádný vliv na napjatost pláště bubnu.

$l_{bub}$	[m]	31,81
$m_{L\_bub}$	[kg]	105000
$\rho(l_{bub}/2)$	[kg/m <sup>3</sup> ]	1225
$S_{L\_bub}$	[m <sup>2</sup> ]	2,69457
$\alpha_0$	[°]	127
$S_{bub}$	[m <sup>2</sup> ]	2,60441
$\alpha$	[°]	125,2
$m_L$	[kg]	965,822
$m_{bub}$	[kg]	104043,5
$\varphi_1$	[°]	13
$\varphi_2$	[°]	49

Tabulka 1: Souhrn dat z výpočtů směsi na dně bubnu

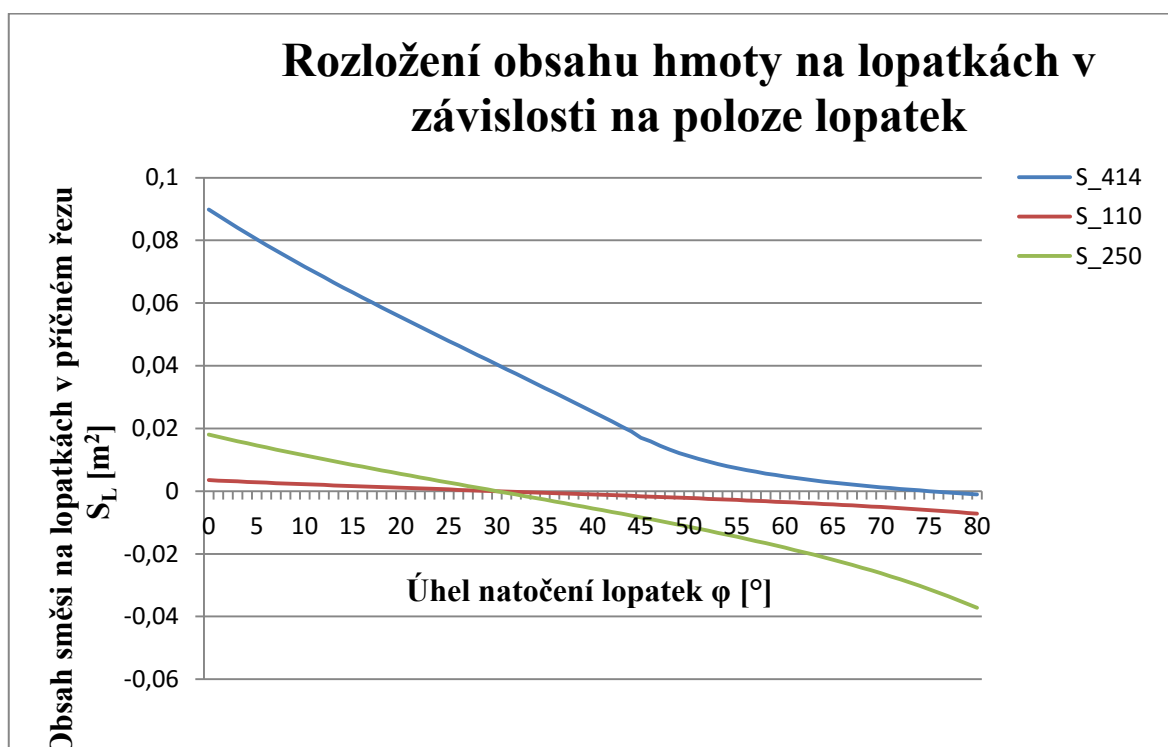
V následující tabulce 2 je uveden souhrn dat pro výpočty rozložení hmotnosti materiálu uvnitř bubnu na lopatkách v jednotlivých sekcích. Jak je zmíněno výše, lopatky ve třetí sekci  $L_{414}$  díky svému složitějšímu tvaru mohou být zatíženy v jeden okamžik ve dvou řadách zároveň. Tento fakt je v tabulce zaznačen u daných ovlivněných parametrů hodnotou úhlů  $\varphi$ , ke kterému je veličina vztažena.



L <sub>110</sub>	c <sub>L_110</sub> [m]	0,11	L <sub>250</sub>	c <sub>L_250</sub> [m]	0,25	L <sub>414</sub>	b <sub>L_414</sub> [m]	0,113
	l <sub>L_110</sub> [m]	6,4		l <sub>L_250</sub> [m]	18,395		c <sub>L_414</sub> [m]	0,414
	ρ <sub>L_110</sub> [kg.m <sup>-3</sup> ]	1309,6		ρ <sub>L_250</sub> [kg.m <sup>-3</sup> ]	1173,2		l <sub>L_414</sub> [m]	6,835
	S <sub>L_110</sub> [m <sup>2</sup> ]	0,00185		S <sub>L_250</sub> [m <sup>2</sup> ]	0,00955		ρ <sub>L_414</sub> [kg.m <sup>-3</sup> ]	1382,4
	m <sub>L_110</sub> [kg]	15,503		m <sub>L_250</sub> [kg]	206,183		S <sub>L_414</sub> (13) [m <sup>2</sup> ]	0,06497
							m <sub>L_414</sub> (13) [kg]	613,891
							S <sub>L_414</sub> (49) [m <sup>2</sup> ]	0,01116
							m <sub>L_414</sub> (49) [kg]	0,445

Tabulka 2: Souhrn dat pro rozložení hmotnosti na lopatkách

Pro výpočet hmotnosti na lopatkách je využita závislost na natočení lopatek uvnitř bubnu. Tato závislost pro jednotlivé lopatky je graficky znázorněna v grafu 1. Je zde vidět změna obsahu materiálu na lopatkách v příčném řezu v rozmezí natočení bubnu od 0°, tedy jsou-li lopatky ve vodorovné poloze, do 80°. V místě, kde křivky protnou vodorovnou osu, dojde k vysypání materiálu z lopatek a dále se již na lopatkách žádná směs nenachází.



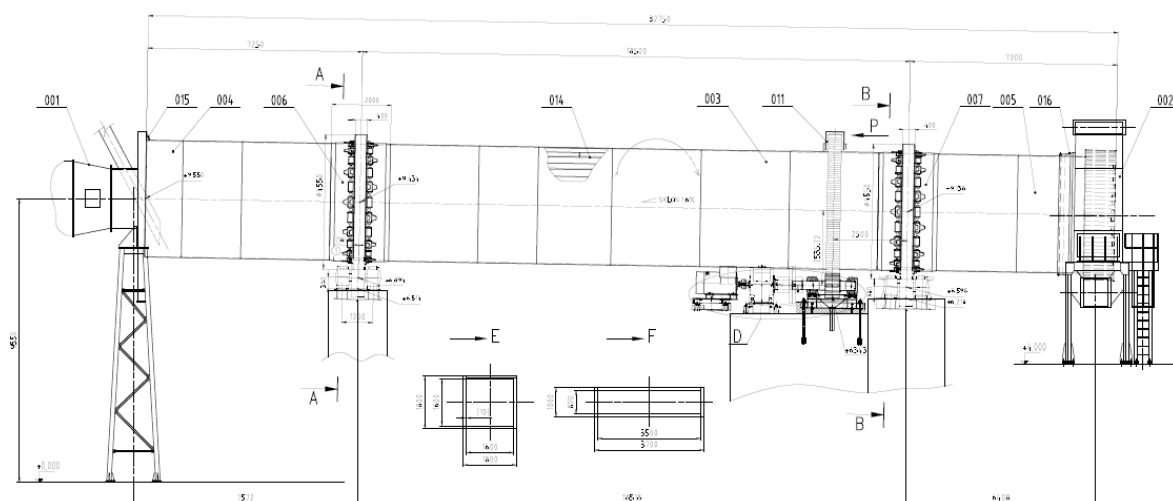
Graf 1: Rozložení obsahu směsi na lopatkách

## 4. Tvorba geometrického modelu

Jelikož některé výpočty budou prováděny pomocí MKP softwaru, je potřeba mít geometrický model. Firma, která tuto práci iniciovala, dodala pouze výkresovou dokumentaci, na jejímž základě byla vytvořena geometrie výpočtového modelu.

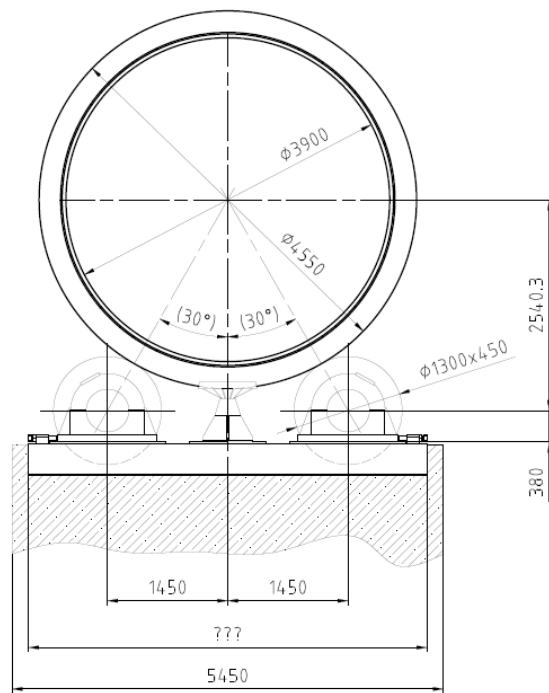
### 4.1 Geometrie

Jak bylo zmíněno výše, geometrie modelu je vytvořena na základě výkresové dokumentace. Na následujících obrázcích jsou ukázány některé části této dokumentace, podle kterých se model tvořil. Na obrázku 13 je vidět kompletní sestava bubnu, včetně vstupní a výstupní části. Ze vstupní části je vymodelována jen výztuha tvaru mezikruží, výstupní část není modelována vůbec, jen je později do modelu zanesena její hmotnost.



Obr. 13: Buben z výkresové dokumentace v podélném pohledu<sup>[15]</sup>

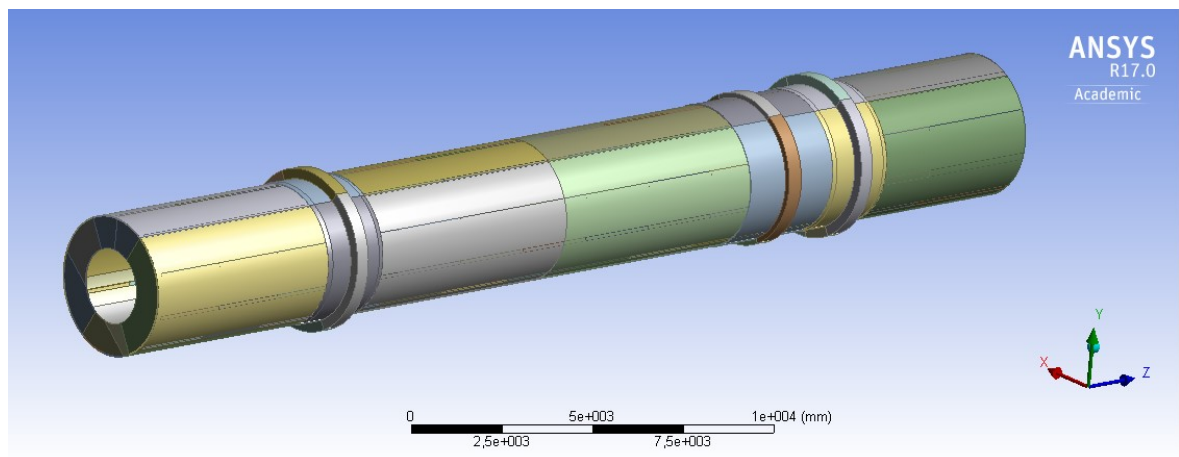
Obrázek 14 ukazuje uložení bubnu na opěrných válcích. Lze zde vyčíst jejich přesná poloha vůči bubnu. Rovněž je zde vidět kladka zajišťující pohyb bubnu v jeho ose. Válce i kladka nejsou pro zjednodušení modelovány, nýbrž nahrazeny okrajovými podmínkami. Z jiných výkresů lze vyčíst, že se pastorek nachází v zákrytu za jedním z opěrných válců.



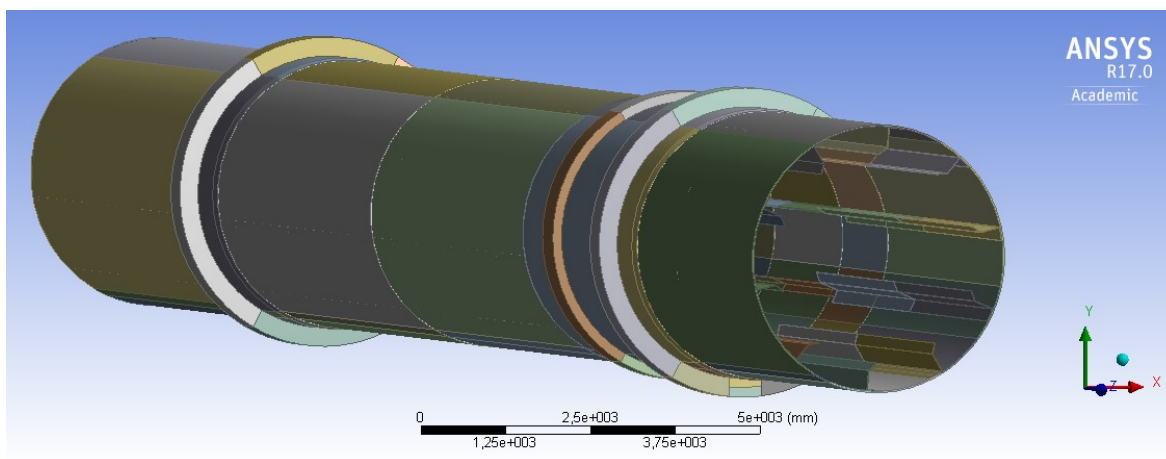
Obr. 14: Buben z výkresové dokumentace v příčném pohledu<sup>[15]</sup>

Lopatky jsou vymodelovány podle obrázku 5 výše s tloušťkou 10 mm. Zaoblení 10 mm je zanedbáno, jak je vidět na obrázcích 8, 9, 10 a 11.

Konečný vymodelovaný buben s lopatkami je vyobrazen na obrázcích 15 a 16. Jak je možno vidět, je nařezaný na různé části. To vzniklo během vytváření modelu pro jednodušší vysíťování a pro aplikaci okrajových podmínek na dané plochy a hrany. Na výpočty to nebude mít další vliv.



Obr. 15: Geometrie modelu, pohled na vstup do bubnu



Obr. 16: Geometrie modelu, pohled na výstup z bubnu

## 4.2 Materiál

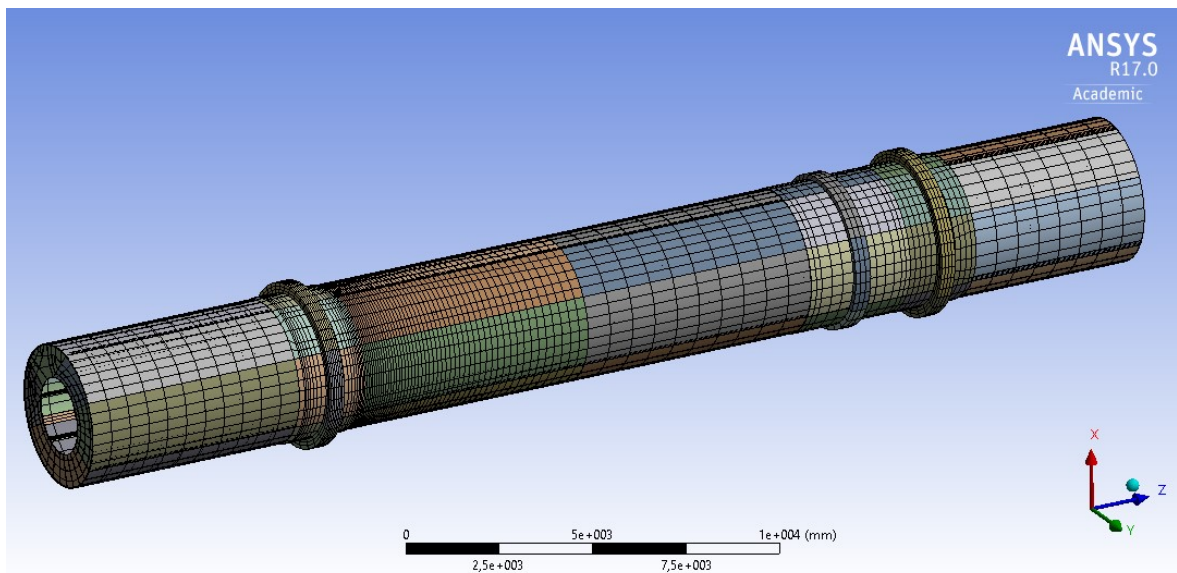
Plášť bubnu je vyroben z oceli ČSN 41 2016. V příloze A jsou k této oceli uvedeny materiálové listy. Jelikož v průběhu sušení proudí bubnem vzduch o teplotě 170°C, použité parametry jsou k tomuto faktu přizpůsobeny. V tabulce 3 jsou tyto použité parametry shrnuty.

Modul pružnosti v tahu	E	[MPa]	200 000
Poissonovo číslo	$\mu$	[-]	0,3
Mez kluzu	$R_e$	[MPa]	170
Mez pevnosti	$R_m$	[MPa]	343

Tabulka 3: Materiálové parametry oceli 12 016

## 4.3 Sít' MKP

Již během vytváření geometrického modelu bylo dbáno na to, aby se zde nevyskytovaly složité útvary. Zároveň bylo také dbáno na to, aby zde byly vygenerovány pravidelné šestistěnné prvky. Jelikož na prvním podporovém díle vznikly trhliny, tak v této oblasti byla sít' zhuštěná. Vytvořená sít' je zobrazena na obrázku 17.



Obr. 17: Síť MKP

Po vygenerování sítě se v modelu nachází celkem 103 405 uzlů a 17 050 elementů. Jde převážně o šestistěnné elementy Hex20. Nicméně se v modelu nachází přes 3 000 elementů typu Wed15, tedy tak zvané klíny. Tyto elementy se ovšem vyskytují převážně na lopatkách, jejichž vliv je zanedbatelný.

#### 4.4 Okrajové podmínky

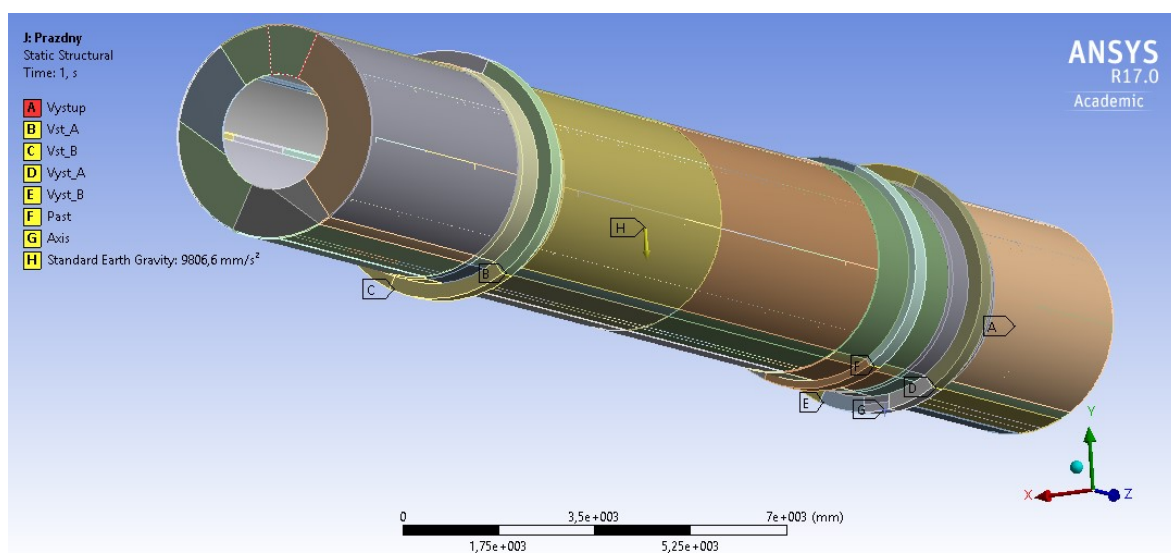
Pro další výpočty je úloha rozdělena do tří zátěžných stavů. První zátěžný stav reprezentuje rozběh bubnu, tudíž bez sušené směsi. V druhém zátěžném stavu se již počítá s plně naloženým bubnem, tedy s předpokládaným stavem, kdy je po celé délce bubnu rozmístěn daný materiál. Třetí stav vychází z praxe. Během chodu zařízení se navíc průchozí hnojivo nalepuje na vnitřní strany a zvyšuje tak zatížení pláště bubnu. Navíc v průběhu sušení dochází k odlepování a odpadávání tohoto přidaného materiálu, čímž vznikají nepředpokládané rázy. S tímto stavem ovšem počítáno není.

Všechny tři zátěžné stavy jsou počítány se stejnými okrajovými podmínkami pro uložení bubnu na opěrných válcích, kontaktu s pastorkem pohonu a zajištění v axiálním směru. Mění se pouze zatížení uvnitř bubnu. Stejně tak je pro všechny tři zátěžné stavy počítáno se stejnou sítí.

Kontakty opěrných válců i pastorku s nosnými kruhy na plášti bubnu jsou simulovány čárovou okrajovou podmínkou v místě dotyku. Ve směrech tečném a radiálním k nosným kruhům jsou zavedeny nové souřadnicové systémy. Potom pro simulaci uložení bubnu na

opěrných válcích je zamezeno posuvům v radiálním směru, pro simulaci kontaktu opěrného válce s pastorkem je zamezeno posuvům v tečném směru. Díky takto nastaveným okrajovým podmínkám se následně ze simulace získají reakční síly ve směrech zamezených posuvů. V případě místa kontaktu pastorku s nosnými kruhy se tedy jedná o potřebnou sílu k uvedení bubnu do chodu.

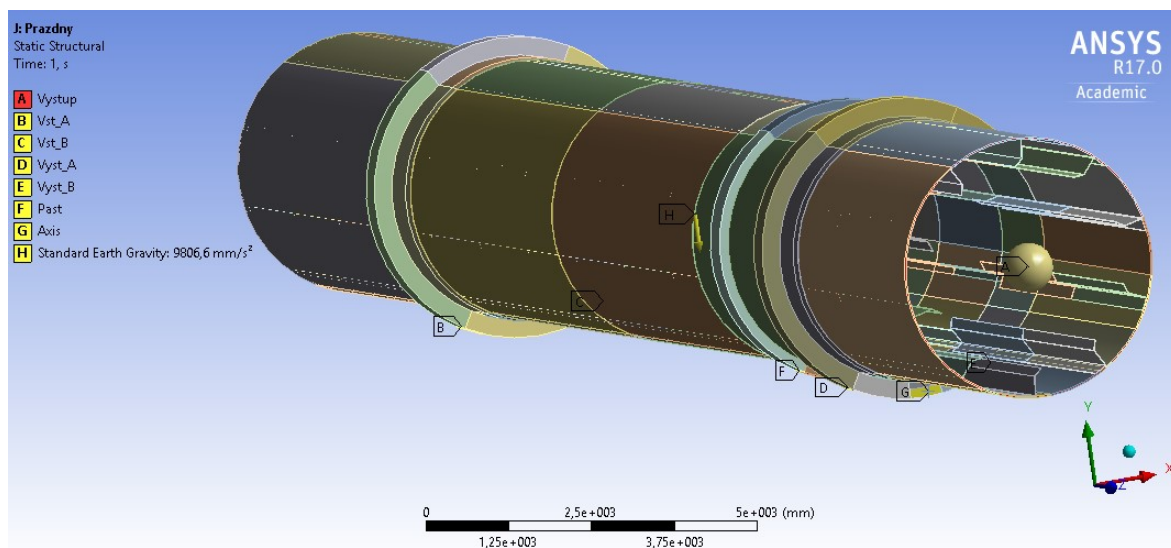
Reálně je buben zajištěn v axiálním směru kladkou. Tato situace je zde simulována zamezením pohybu ve směru osy bubnu na plošce na nosném kruhu v daném místě. V neposlední řadě je pro všechny zátěžné stavy zaveden vliv gravitace a zatížení od výstupní části. To je aplikováno pomocí hmotného bodu na plochy kolmé k ose bubnu na konci pláště bubnu. Aplikace těchto okrajových podmínek je ukázána na obrázku 18.



Obr. 18: Obecné okrajové podmínky, pohled na vstup

#### 4.4.1 Zátěžný stav I

Okrajové podmínky pro chod bubnu na prázdko, neboli bez sušené směsi, jsou popsány výše, včetně ukázky na obrázku 18. Obrázek 19 znázorňuje ty samé podmínky, ale v opačném pohledu. Je zde lépe vidět plocha, na kterou je aplikována okrajová podmínka zamezení posuvů ve směru osy bubnu a hmotný bod simulující výstupní část bubnu.



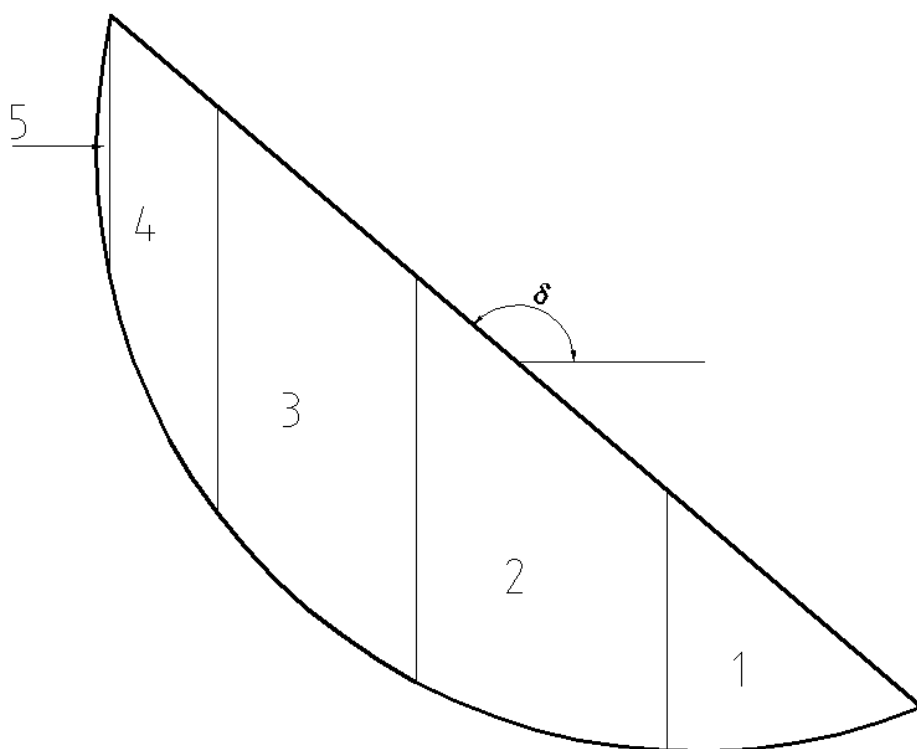
Obr. 19: Obecné okrajové podmínky, pohled na výstup

#### 4.4.2 Zátěžný stav II

Tento stav má za úkol simulovat standartní chod zařízení, kdy se po celé délce bubnu nachází sušený materiál. Jak již bylo uvedeno výše, během procesu sušení se sušená hmota vyskytuje převážně na dně bubnu, lopatky jsou zde spíše jen kvůli promíchávání směsi ze dna. Tudíž navíc oproti již zmíněným okrajovým podmínkám je zde vlastní tíha směsi. Jelikož hustota sušeného materiálu je proměnlivá, bude se měnit i váha hmoty po délce bubnu. Navíc díky rotačnímu pohybu bubnu je směs uvnitř nakloněna o úhel  $\delta$ . Tento úhel byl odhadnutý na  $40^\circ$ .

Změna hustoty materiálu po délce bubnu je aplikována pomocí hmotných bodů konstantní hmotnosti na určené plochy. Ty byly vytvořeny rozdělením zatížené plochy po délce bubnu na pět částí. Tudíž každý hmotný bod má jinou hodnotu spočtenou na základě střední hustoty v daném úseku.

Tím, že je směs v bubnu nakloněna o úhel  $\delta$ , rovněž nelze zatížení pláště bubnu po obvodu aplikovat pomocí konstantní okrajové podmínky. V tomto případě závisí velikost zatížení na velikosti plochy nad danou oblastí. I toto bylo vyřešeno rozdělením dané oblasti na pět dílů, jak je ukázáno na obrázku 20. Výsledné velikosti hmotných bodů byly spočteny pro různé obsahy ploch. Ty se odečetly z nákresu těchto ploch v softwaru Ansys Workbench 17.0.



Obr. 20: Rozdělení plochy materiálu na dně bubnu

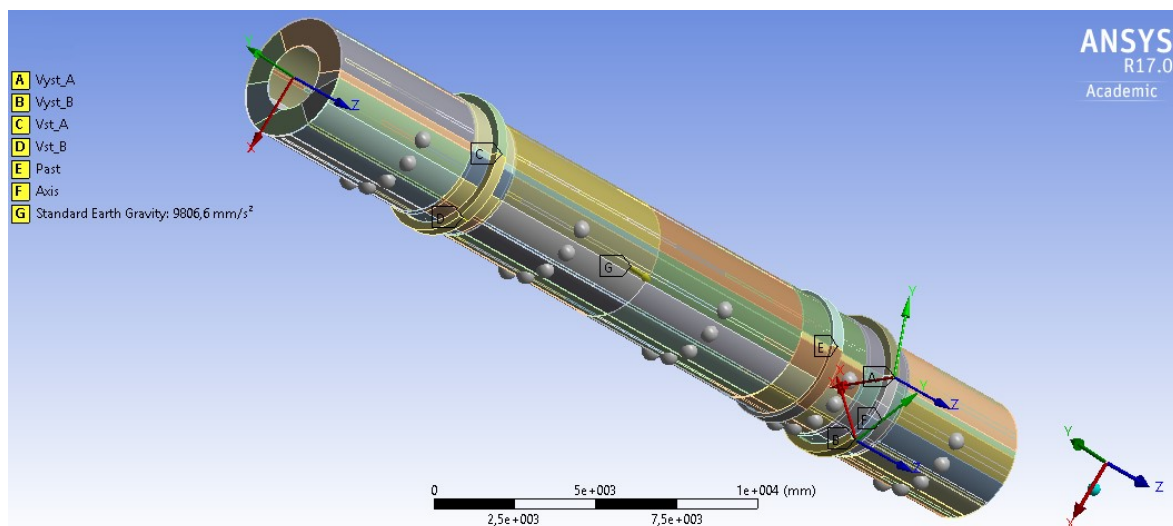
Pro tento zátěžný stav je tudíž navíc aplikované zatížení na lopatkách, spočtené výše, a zatížení od směsi na dně bubnu. To reprezentuje celkem 25 hmotných bodů. Dle plochy, na kterou působí, je každý bod označen písmenem a číslem. Písmeno značí pořadí plochy od vstupu do bubnu a číslo pořadí plochy viz obrázek 20. V tabulce 4 jsou uvedeny pro každý bod vstupní hodnoty a velikosti každého hmotného bodu včetně součtů hmotností v posledním sloupci či řádku v jednotlivých úsecích. V pravém dolním rohu je rovněž uveden celkový součet.



A1 [kg]	4845	A2 [kg]	11110	A3 [kg]	10028	A4 [kg]	3672	A5 [kg]	28	Sum_Ai [kg]
$S_{A1}$ [m <sup>2</sup> ]	0,4288	$S_{A2}$ [m <sup>2</sup> ]	0,9833	$S_{A3}$ [m <sup>2</sup> ]	0,8876	$S_{A4}$ [m <sup>2</sup> ]	0,3250	$S_{A5}$ [m <sup>2</sup> ]	0,0025	
$l_{A1}$ [m]	8,218	$l_{A2}$ [m]	8,218	$l_{A3}$ [m]	8,218	$l_{A4}$ [m]	8,218	$l_{A5}$ [m]	8,218	29683
$\rho_{A1}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1374,8	$\rho_{A2}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1374,8	$\rho_{A3}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1374,8	$\rho_{A4}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1374,8	$\rho_{A5}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1374,8	
B1 [kg]	3741	B2 [kg]	8578	B3 [kg]	7743	B4 [kg]	2835	B5 [kg]	22	Sum_Bi [kg]
$S_{B1}$ [m <sup>2</sup> ]	0,4288	$S_{B2}$ [m <sup>2</sup> ]	0,9833	$S_{B3}$ [m <sup>2</sup> ]	0,8876	$S_{B4}$ [m <sup>2</sup> ]	0,3250	$S_{B5}$ [m <sup>2</sup> ]	0,0025	
$l_{B1}$ [m]	6,75	$l_{B2}$ [m]	6,75	$l_{B3}$ [m]	6,75	$l_{B4}$ [m]	6,75	$l_{B5}$ [m]	6,75	22919
$\rho_{B1}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1292,4	$\rho_{B2}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1292,4	$\rho_{B3}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1292,4	$\rho_{B4}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1292,4	$\rho_{B5}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1292,4	
C1 [kg]	3526	C2 [kg]	8086	C3 [kg]	7298	C4 [kg]	2672	C5 [kg]	21	Sum_Ci [kg]
$S_{C1}$ [m <sup>2</sup> ]	0,4288	$S_{C2}$ [m <sup>2</sup> ]	0,9833	$S_{C3}$ [m <sup>2</sup> ]	0,8876	$S_{C4}$ [m <sup>2</sup> ]	0,3250	$S_{C5}$ [m <sup>2</sup> ]	0,0025	
$l_{C1}$ [m]	6,75	$l_{C2}$ [m]	6,75	$l_{C3}$ [m]	6,75	$l_{C4}$ [m]	6,75	$l_{C5}$ [m]	6,75	21603
$\rho_{C1}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1218,2	$\rho_{C2}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1218,2	$\rho_{C3}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1218,2	$\rho_{C4}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1218,2	$\rho_{C5}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1218,2	
D1 [kg]	2473	D2 [kg]	5671	D3 [kg]	5119	D4 [kg]	1874	D5 [kg]	14	Sum_Di [kg]
$S_{D1}$ [m <sup>2</sup> ]	0,4288	$S_{D2}$ [m <sup>2</sup> ]	0,9833	$S_{D3}$ [m <sup>2</sup> ]	0,8876	$S_{D4}$ [m <sup>2</sup> ]	0,3250	$S_{D5}$ [m <sup>2</sup> ]	0,0025	
$l_{D1}$ [m]	5	$l_{D2}$ [m]	5	$l_{D3}$ [m]	5	$l_{D4}$ [m]	5	$l_{D5}$ [m]	5	15151
$\rho_{D1}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1153,5	$\rho_{D2}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1153,5	$\rho_{D3}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1153,5	$\rho_{D4}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1153,5	$\rho_{D5}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1153,5	
E1 [kg]	2397	E2 [kg]	5498	E3 [kg]	4962	E4 [kg]	1817	E5 [kg]	14	Sum_Ei [kg]
$S_{E1}$ [m <sup>2</sup> ]	0,4288	$S_{E2}$ [m <sup>2</sup> ]	0,9833	$S_{E3}$ [m <sup>2</sup> ]	0,8876	$S_{E4}$ [m <sup>2</sup> ]	0,3250	$S_{E5}$ [m <sup>2</sup> ]	0,0025	
$l_{E1}$ [m]	5,092	$l_{E2}$ [m]	5,092	$l_{E3}$ [m]	5,092	$l_{E4}$ [m]	5,092	$l_{E5}$ [m]	5,092	14688
$\rho_{E1}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1098	$\rho_{E2}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1098	$\rho_{E3}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1098	$\rho_{E4}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1098	$\rho_{E5}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1098	
Sum_i1 [kg]	16982	Sum_i2 [kg]	38943	Sum_i3 [kg]	35150	Sum_i4 [kg]	12870	Sum_i5 [kg]	99	104044

Tabulka 4: Přehled hmotných bodů

Následující obrázek 21 ukazuje aplikaci těchto okrajových podmínek pro zátěžný stav II. Jsou zde vidět hmotné body A1 – E5. Dále také okrajové podmínky pro uložení bubnu i s jejich souřadnými systémy, ke kterým jsou vztaženy. Tyto podmínky již jsou popsány výše.



Obr. 21: Okrajové podmínky pro zátěžný stav II

#### 4.4.3 Zátěžný stav III

Tento stav má simulovat situaci, která běžně v praxi nastává. Jde o nalepování sušeného materiálu po celém obvodu na vnitřní stěnu bubnu. Buben je tedy zatížen stejně jako v předchozím zátěžném stavu, ale navíc je zde přidána okrajová podmínka simulující tento jev. Je známo, že nejvíce této nalepené hmoty se nachází v přední části bubnu, v zadní části bubnu u výstupu se už tolik nalepeného materiálu nevyskytuje. Okrajová podmínka bude aplikována na třech úsecích po délce bubnu. Značení délek úseků je převzaté ze zátěžného stavu II. V následující tabulce 5 jsou vidět odhadnuté hodnoty zatížení aplikované na jednotlivé úseky.

Úsek	Délka úseku [m]	Zatížení [kg]
A	8,218	6400
B+C	13,5	9450
D+E	10,092	4500

Tabulka 5: Rozvržení zatížení od nalepeného materiálu

## 5. Analýza pláště bubnu včetně uložení

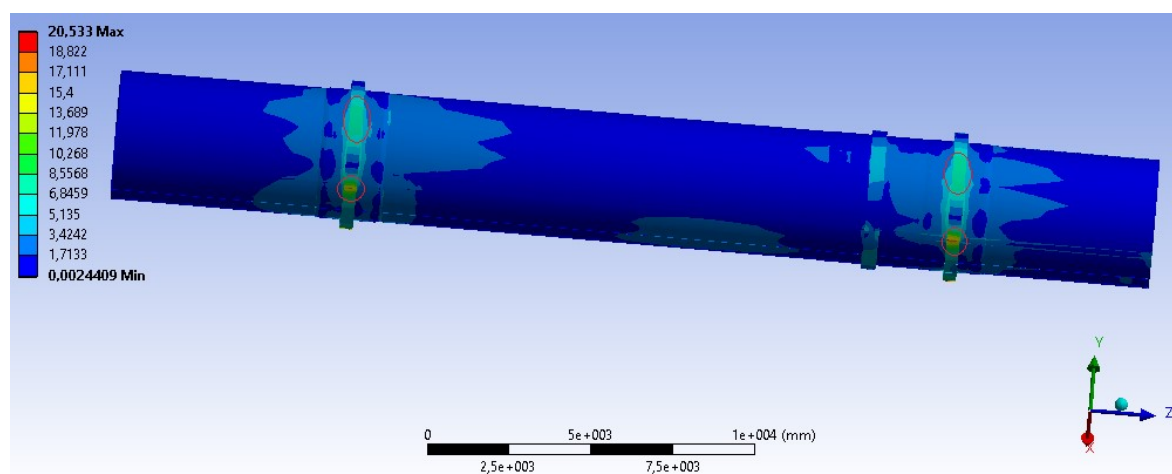
Úkolem následujících simulací je určit napjatost v plášti bubnu a deformace pláště bubnu pro všechny tři zátěžné stavy. Dalším vyhodnocovaným kritériem je vliv naplnění bubnu na reakční síly v opěrných kladkách a v pastorku.

### 5.1 Zátěžný stav I

V tomto zátěžném stavu je počítáno s prázdným bubnem, který je zatížen jen vlastní tíhou.

#### 5.1.1 Vyhodnocení napětí

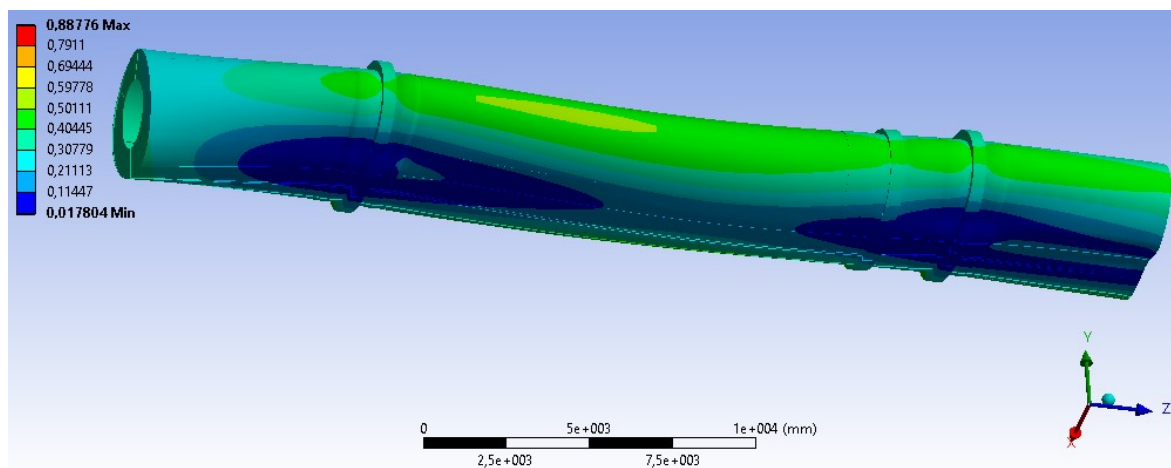
Průběh redukovaného napětí v bubnu dle hypotézy HMM je zobrazeno na obrázku 22. Lze z něj vyčíst, že napětí po plášti bubnu se pohybuje kolem 2 MPa a na nosných kruzích dosahuje 8 MPa. Špičky napětí se objevují okolo okrajových podmínek simulující uložení na opěrných válcích. Tyto místa jsou na obrázku označené červeně.



Obr. 22: Průběh napětí dle HMM pro zátěžný stav I [MPa]

#### 5.1.2 Vyhodnocení deformačních posuvů

Obrázek 23 ukazuje celkové deformační posuvy bubnu v měřítku 526:1. Jak lze vyčíst z barevné stupnice, deformace bubnu zde nepřekročí 1 mm. Maximální deformace je na lopatkách uvnitř bubnu.



Obr. 23: Celková deformační posunutí pro zátěžný stav I[mm]

### 5.1.3 Vyhodnocení reakcí

Buben je uložen na celkem čtyřech opěrných válcích a na pastorku, který uvádí buben do pohybu. Styk bubnu s opěrnými válci je zajištěn okrajovou podmínkou zamezující posuv v radiálním směru. V tomto směru tudíž také vznikají reakce, které jsou pro jednotlivé válce uvedeny v tabulce 6. Válce jsou označeny dle svého umístění, zda jsou blíže ke vstupu či výstupu a zda při pohledu na vstup do bubnu v ose bubnu se válce nachází vpravo či vlevo.

Opěrný válec	Reakce [kN]
$V_{stL}^I$	326,9
$V_{stP}^I$	328,4
$V_{ystL}^I$	387,3
$V_{ystP}^I$	385,8

Tabulka 6: Reakce na opěrných válcích

Z výše uvedené tabulky lze vypožorovat, že z reakčních sil na vstupu je vyšší ta na pravé opěrné kladce, ale na výstupu je vyšší ta na levé straně. To může být důsledkem natočení lopatek uvnitř bubnu spolu s vlivem uložení na pastorku. Díky natočení osy bubnu vůči vodorovné poloze jsou vyšší reakce na opěrných válcích blíže k výstupu.

### 5.1.4 Stanovení rovnovážného statického momentu

V místě kontaktu s pastorkem vznikne reakce v tečném směru  $R_{past}^I$ . Tato reakce má hodnotu 23 N. Vynásobením této reakce ramenem  $r_{past}$ , tedy vzdáleností od osy bubnu k působišti síly, se získá rovnovážný statický moment  $M_S^I$  k ose bubnu. Rameno  $r_{past}$  má délku 2,125 m.

$$M_S = R_{past} \cdot r_{past} \quad (10)$$

Výsledný statický moment  $M_S^I$  k ose bubnu má hodnotu 48,9 N.m. Pro rozjezd bubnu musí být překonán tento moment.

### 5.1.5 Určení dynamického vlivu při rozběhu

Pro určení dynamického momentu  $M_D$  je potřeba znát moment setrvačnosti vůči ose bubnu  $J_Z$ . Tato informace se dá zjistit například CAD softwarem Inventor. Otáčky  $n$  a doba rozjezdu  $t$  jsou známy z provozu. Vstupní data do rovnice (11) jsou uvedeny níže v tabulce 7.

$$M_D = J_Z \cdot \varepsilon = J_Z \cdot \frac{\omega}{t} = J_Z \cdot \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot t} \quad (11)$$

Moment setrvačnosti	$J_Z$	[kg.m <sup>2</sup> ]	51896
Doba rozjezdu	$t$	[s]	20
Otáčky	$n$	[min <sup>-1</sup> ]	2,9

Tabulka 7: Vstupní data pro výpočet dynamického momentu

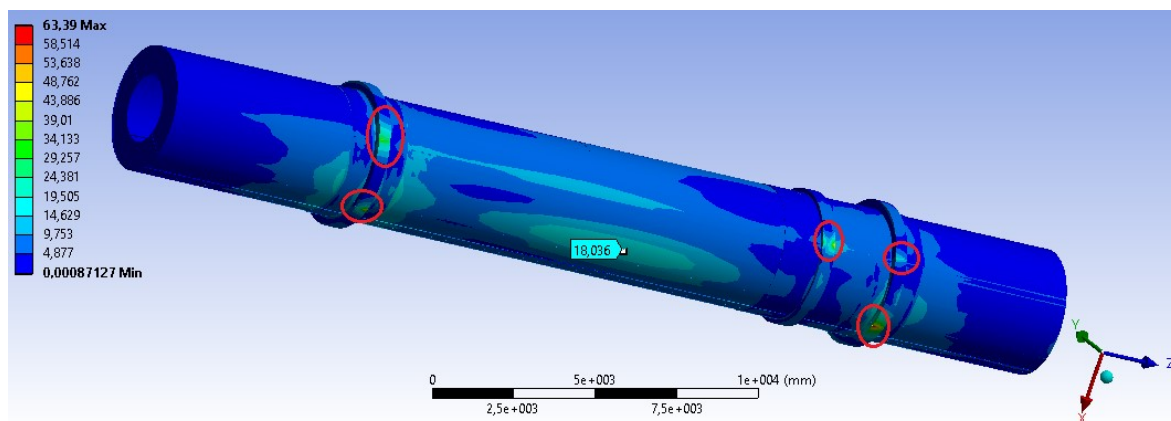
Po dosazením údajů z tabulky 7 do rovnice (11) vyjde dynamický moment  $M_D^I$  788 N.m. Po porovnání vypočtených hodnot statického a dynamického momentu lze říci, že v tomto případě má větší vliv při rozběhu zařízení dynamický moment bubnu.

## 5.2 Zátěžný stav II

V tomto případě je dle předpokladů buben zcela naplněn. Směs se v bubnu nachází na dně, ale také na lopatkách, jak bylo spočteno výše.

### 5.2.1 Vyhodnocení napětí

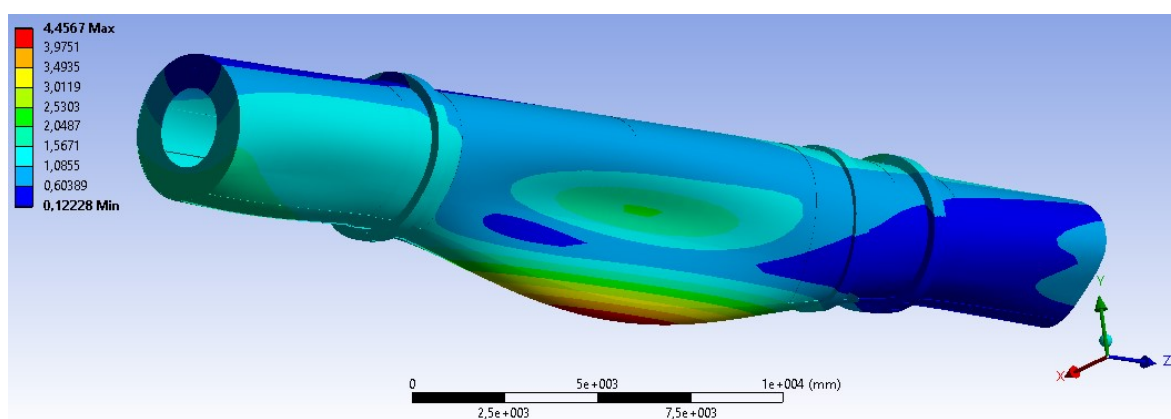
Obrázek 24 ukazuje rozložení redukovaného napětí dle HMM hypotézy po plášti bubnu. Místa okrajových podmínek, kde vznikají špičky, jsou na obrázku červeně zvýrazněny. Nejvyšší napětí v plášti bubnu má hodnotu 18 MPa. Toto místo je rovněž označené značkou.



Obr. 24: Průběh napětí dle HMH pro zátěžný stav II [MPa]

### 5.2.2 Vyhodnocení deformačních posunutí

Na obrázku 25 jsou zobrazeny celková deformační posunutí bubnu v měřítku 253:1. Je vidět, že zde již převládá vliv volné směsi na dně bubnu. Pod touto tíhou dojde k průhybu až 4,5 mm.



Obr. 25: Celková deformační posunutí pro zátěžný stav II

### 5.2.3 Vyhodnocení reakcí

Obdobně jako pro zátěžný stav I jsou v tabulce 8 vyhodnoceny reakce v místech dotyku bubnu a opěrných válců.

Opěrný válec	Reakce [kN]
$V_{stL}^{II}$	709,6
$V_{stP}^{II}$	639,7
$V_{ystL}^{II}$	1031,6
$V_{ystP}^{II}$	451,1

Tabulka 7: Reakce na opěrných válcích pro zátěžný stav II

Z uvedené tabulky lze vyčíst, že naklonění materiálu uvnitř bubnu s nakloněnou osou bubnu má nejvyšší vliv na levou kladku u výstupu. To rovněž potvrzuje i obrázek 24, na kterém je vidět v tomto místě nejvyšší špička napětí.

#### 5.2.4 Stanovení rovnovážného statického momentu

Tečná reakce  $R_{\text{past}}^{\text{II}}$  v místě pastorku má velikost 375,5 kN. Je zřejmé, že tato hodnota je mnohem vyšší než v předchozím zátěžném stavu. Dosazením této hodnoty do vztahu (10) se získá rovnoměrný statický moment  $M_s^{\text{II}}$ . Ten má tedy hodnotu 798 kN.m.

#### 5.2.5 Stanovení dynamického vlivu při rozběhu

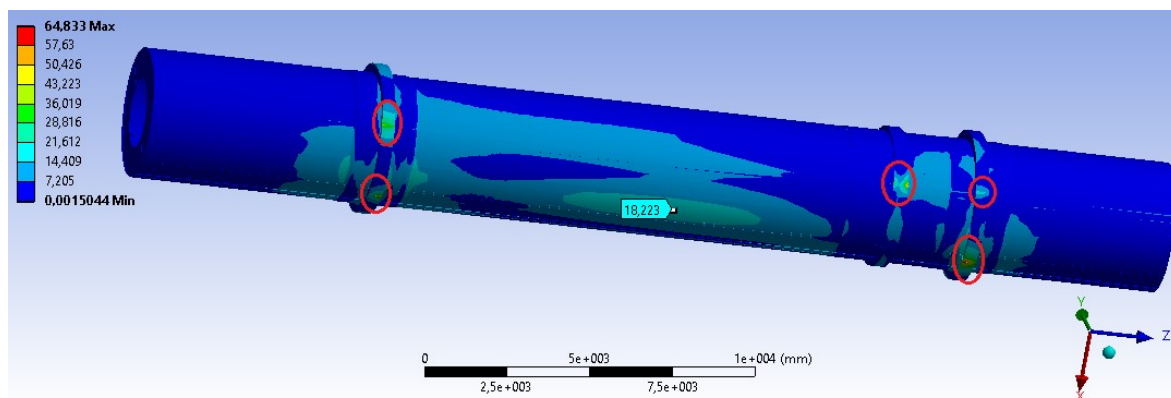
Obdobně jako u zátěžného stavu se i zde určí dynamický vliv při rozběhu zařízení porovnáním statického rovnovážného momentu s dynamickým. Ten se rovněž určí ze vztahu (11) s vstupními hodnotami z tabulky 7, kde se jen změnil moment setrvačnosti  $J_z$  na 174 221 kg.m<sup>2</sup>. Výsledný dynamický moment má velikost 2 645 N.m. Z porovnání tedy plyne, že při rozběhu zařízení je zde zanedbatelný dynamický vliv.

### 5.3 Zátěžný stav III

V tomto stavu je již počítáno i s nepříznivým faktem, že se během sušení nalepuje materiál na stěny bubnu, čímž se potom zvyšuje celkové zatížení soustavy.

#### 5.3.1 Vyhodnocení napětí

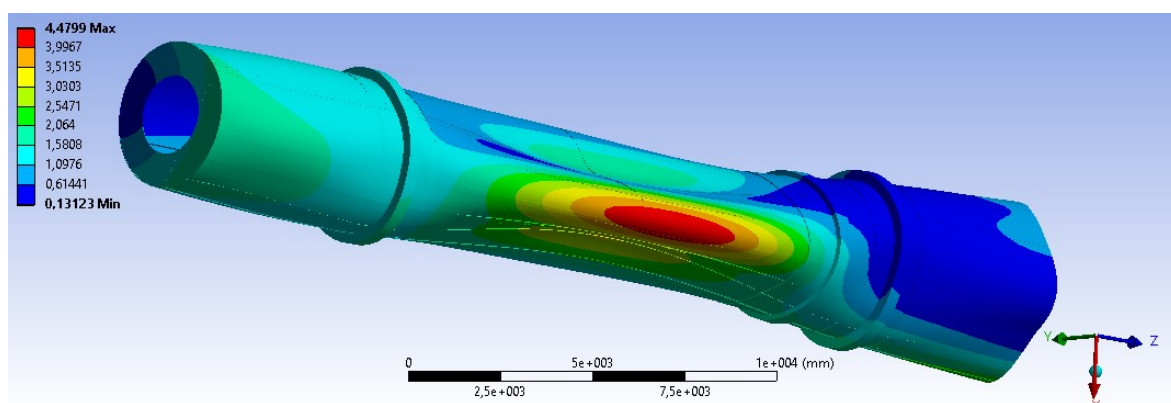
Na obrázku 26 je zobrazen průběh redukovaného napětí dle HMM. V porovnání s obrázkem 24 je vidět, že průběhy jsou téměř totožné. V tomto případě jsou jen mírně zvýšené hodnoty. Stejně jako v předchozích případech jsou i zde zvýrazněné červeně místa okrajových podmínek a je zde umístěna značka v místě nejvyššího napětí na plášti bubnu.



Obr. 26: Průběh napětí dle HMH pro zátěžný stav III [MPa]

### 5.3.2 Vyhodnocení deformačních posunutí

Celková deformační posunutí bubnu jsou na obrázku 27 v měřítku 253:1. Opět lze konstatovat, že průběh deformace je obdobný jako v předchozím zátěžném stavu. Maximální průhyb se opět nachází na stejné pozici, jeho hodnota se jen zvýšila o 0,02 mm.



Obr. 27: Celková deformační posunutí bubnu pro zátěžný stav III [mm]

### 5.3.3 Vyhodnocení reakcí

Následující tabulka 9 ukazuje hodnoty reakcí v místech styku bubnu s opěrnými válci.

Opěrný válec	Reakce [kN]
$V_{stL}^{III}$	781,7
$V_{stP}^{III}$	711,7
$V_{ystL}^{III}$	1074,9
$V_{ystP}^{III}$	493,8

Tabulka 9: Reakce na opěrných válcích pro zátěžný stav III



Porovnáním tabulky 9 s tabulkou 8 se zjistí, že se reakce dle očekávání zvýšily. Jelikož nalepeného materiálu na vstupu je více, zvýšily se i více reakce na členech u vstupu.

#### 5.3.4 Stanovení rovnovážného statického momentu

V třetím zátěžném stavu má tečná reakce  $R_{\text{past}}^{\text{III}}$  v místě styku pastorku s bubnem hodnotu 375,9 kN. Ze vztahu (10) lze opět určit velikost statického rovnovážného momentu  $M_S^{\text{III}}$ . Pro tento zátěžný stav má hodnotu 798,8 kN.m.

#### 5.3.5 Stanovení dynamického vlivu při rozjezdu bubnu

Stejně jako v předchozích případech i zde se určí dynamický moment  $M_D^{\text{III}}$  pomocí rovnice (11) a vstupních dat z tabulky 7. Moment setrvačnosti se zvýší na 500 000 kg.m<sup>2</sup>. Dosazením se zjistí hodnota 7 595 N.m. Obdobně jako pro zátěžný stav II je i zde při rozběhu zařízení zanedbatelný dynamický vliv.

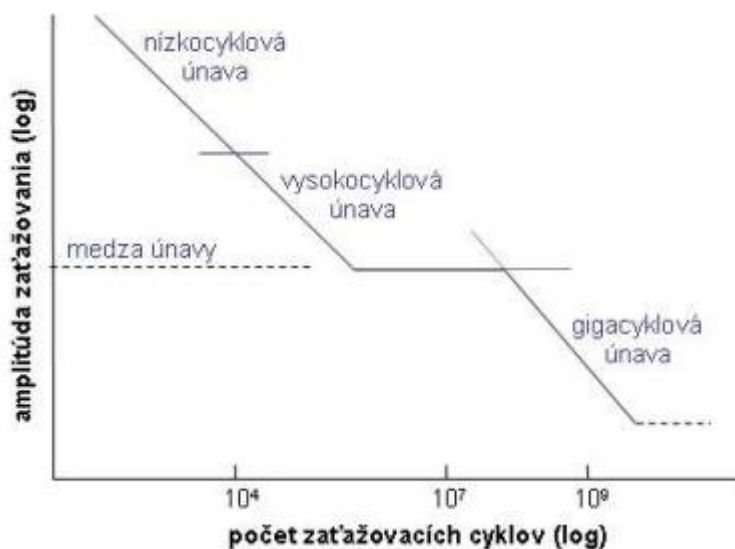
### 5.4 Shrnutí

Pro všechny tři zátěžné stavy byla provedená statická analýza, podle které v žádné části bubnu nedojde k překročení meze kluzu. Špičky napětí se vyskytly v místech okrajových podmínek, kde rovněž mez kluzu nepřekročily. Dále byly určeny radiální reakce v místech uložení na opěrných válcích a také tečná reakce v místě kontaktu bubnu s pastorkem. Následně byly spočteny a porovnány statický rovnovážný moment s dynamickým momentem, čímž se zjistil dynamický vliv při rozběhu zařízení. V druhém a třetím zátěžném stavu je tento vliv zanedbatelný. Jen v prvním zátěžném stavu vychází nízká hodnota tečné reakce v místě uložení na pastorku, díky čemuž dále vychází nízká hodnota statického rovnovážného momentu. Potom po porovnání s dynamickým momentem je dynamický vliv při rozběhu zařízení příliš vysoký.

## 6. Analýza únavového namáhání

Proces vzniku a šíření trhlin při časově proměnlivém zatěžování se nazývá únava materiálu. Jedním z hlavních popisujících parametrů je tedy čas  $t$ , popřípadě počet zátěžných cyklů.

V souvislosti s lomy náprav železničních kol se touto problematikou zabýval od roku 1852 Augustin Wöhler. Na sériích vzorků prováděl únavové zkoušky cyklickým zatěžováním. Pro každý testovaný vzorek měřil cykly do lomu během nastaveného cyklického zatížení. Dále do grafu, kde se na x-ovou souřadnici vynáší počet cyklů a na y-ovou amplituda napětí, zaznačil pro každý testovaný vzorek bod. Po statistickém zpracování zkoušek a proložení množiny bodů v grafu křivkou vznikla tak zvaná Wöhlerova křivka. Ta je dosud základní únavovou charakteristikou materiálu. Ukázka této křivky je na obrázku 28.

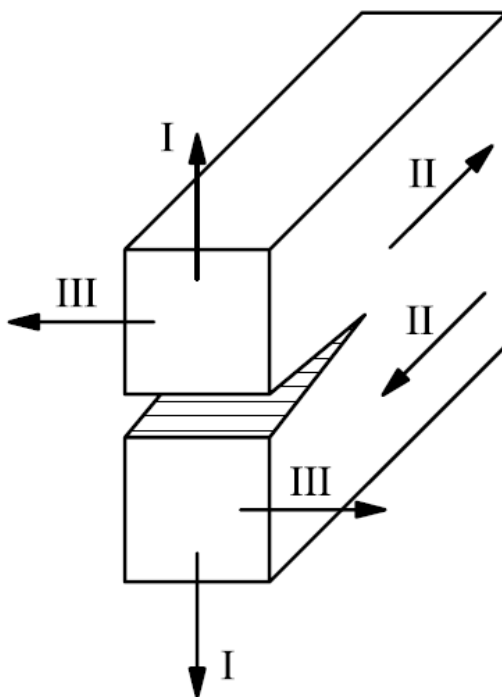


Obr. 28: Wöhlerova křivka<sup>[13]</sup>

Z obr. 28 je patrné, že graf má čtyři části. V oblasti grafu do  $10^2$  cyklů dochází k tak zvanému kvazistatickému lomu. Jde o extrémní namáhání mimo oblast technické použitelnosti materiálu, tyto životnosti už nespádají do kategorie únavy. Následující oblast se nazývá nízkocyklová únava, neboli NCÚ. V této oblasti dochází k cyklickému namáhání nad mezí kluzu  $R_e$ . VCÚ, neboli vysokocyklovou únavou se označuje třetí část grafu, která se nachází v rozmezí  $10^2$  a  $10^5$  cyklů. Zde cyklické namáhání nepřekročí mez kluzu. Konečná část, která začíná na smluvní hranici cyklů  $10^7$ , se nazývá oblast neomezené životnosti. Křivka, která tuto oblast charakterizuje, je již rovnoběžná s osou  $x$  a má

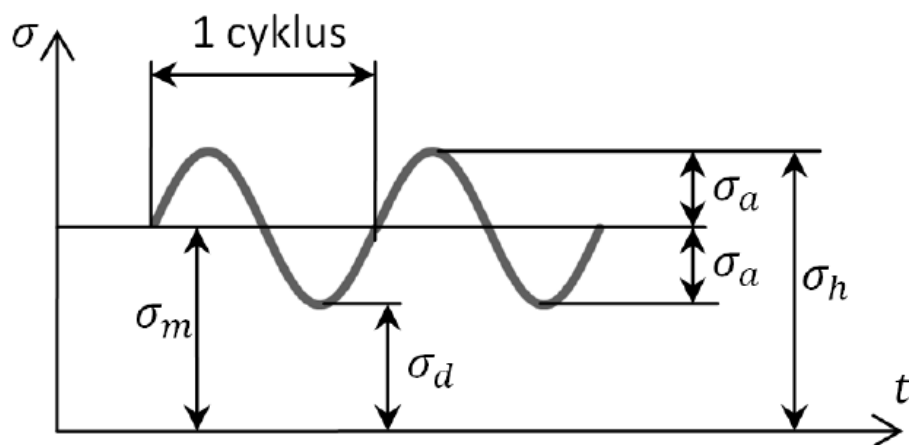
hodnotu meze únavy  $\sigma_c$ . Mez únavy  $\sigma_c$  je největší napětí, které nevede k lomu ani po překonání smluvní hranice  $10^7$  cyklů.

Šíření, popřípadě uzavírání trhliny, závisí na způsobu zatížení trhliny. Rozlišují se celkem tři základní módy. První, jde-li o tah/tlak nebo ohyb, kde tlak trhlinu uzavírá. Druhý zátěžný mód je pro namáhání smykem a třetí pro namáhání krutem. Podle toho, o jaký mód se v daném případě jedná, se dále počítá plastická oblast na čele trhliny. Na obrázku 29 jsou znázorněny tyto tři typy módů.



Obr. 29: Základní módy dle způsobu namáhání<sup>[3]</sup>

Existují různé typy namáhání. Jde-li o periodické namáhání, rozlišují se časové průběhy napětí podle symetrie cyklu  $R$ . Ta se určuje na základě parametrů plynoucích z následujícího obrázku 30. Výsledný vztah je uveden v rovnici (14).



Obr. 30: Obecný průběh cyklického napětí <sup>[9]</sup>

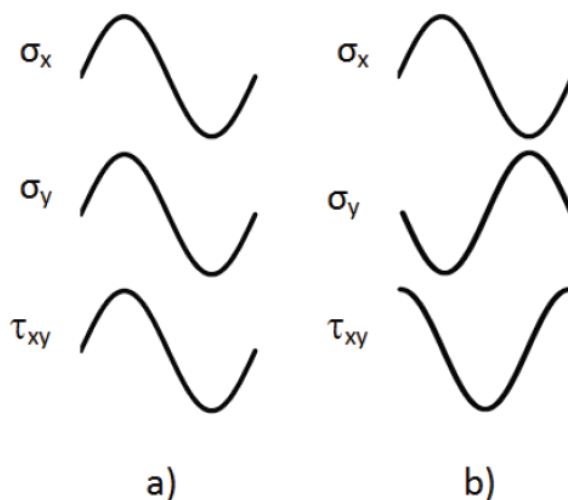
Kde  $\sigma_m$  je střední napětí,  $\sigma_a$  je amplituda napětí,  $\sigma_d$  je dolní napětí a  $\sigma_h$  horní napětí, vše v MPa. Z uvedeného obrázku lze určit:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_d}{2} \quad (12)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_d}{2} \quad (13)$$

$$R = \frac{\sigma_d}{\sigma_h} \quad (14)$$

Dochází-li během zatížení k víceosé napjatosti, rozlišuje se proporcionální a neproporcionální zatěžování. U proporcionálního zatěžování jsou jednotlivé složky napětí ve fázi, u neproporcionálního ve fázi nejsou. Na obrázku 31 a) je znázorněno proporcionální zatěžování a na obrázku 31 b) neproporcionální zatěžování.



Obr. 31: Proporcionální a neproporcionální zatěžování <sup>[9]</sup>

Z technického hlediska probíhá proces únavy ve třech etapách, které na sebe navazují:

- Iniciace trhliny
- Šíření trhliny
- Dolom

*Iniciace trhliny:*

Trhliny v praxi vznikají ve většině případů na povrchu součásti. Vlivem opracování povrchu materiálu se zde vyskytují vruby, které jsou koncentrátory napětí. V těchto místech dochází ke vzniku mikrotrhlin, které se dle typu zatížení uzavírají, nebo naopak šíří dále a spojují, až vznikne tak zvaná magistrální trhlina. Pod povrchem se trhliny tvoří například při kontaktní únavě.

Doba iniciace trhliny v mnoha případech tvoří převážnou část doby života součásti. Potom vznik trhliny lze interpretovat jako mezní stav.

*Šíření trhliny:*

Zde již trhlina skokovitě roste lokálním plastickým procesem. Oproti rozměrům struktury je velká, lze aplikovat mechaniku kontinua.

Je-li životnost součásti tvořena převážně dobou růstu trhliny, potom v závislosti na rychlosti šíření trhliny se mezní stav definuje v době dosažení kritické délky trhliny. Tento přístup se používá, má-li těleso ostré vruby nebo počáteční defekty.

*Dolom:*

Trhlina dosáhne délky, kdy se zbytkový průřez nestabilně poruší.

Následující únavové výpočty se vztahují k místu na bubnu, kde vznikají trhliny. Jde o svařený přechod mezi pláštěm bubnu a podporovým dílem I. Výsledky budou vyhodnocovány pro poloměr 1 970 mm, který odpovídá vnějšímu poloměru pláště bubnu.

## **6.1 Stanovení meze únavy a redukováného napětí**

Mez únavy se stanovuje na základě únavových zkoušek pro hladké vzorky. Následně pomocí koeficientů se tato mez upraví na konečnou hodnotu pro danou součást. Nejpoužívanějšími koeficienty jsou koeficient vlivu velikosti tělesa, koeficient vlivu

jakosti povrchu a další. Tyto koeficienty jsou často uváděny v publikacích zaměřených na únavové výpočty daných materiálů v podobě grafů, popřípadě tabulek.

V případě, že pro daný materiál nejsou známa tato data, lze použít empirické vzorce odvozené z únavových zkoušek pro podobné materiály. Ve skriptech<sup>[4]</sup> čerpá autor z práce, kde byly vypočítány meze únavy extrapolací výsledků nízkocyklová únavy konstrukčních ocelí s mezí pevnosti  $R_m$  v rozmezí 302 až 2 586 MPa. Uvedený vztah vypadá:

$$\sigma_{cP} = 10^a \cdot R_m^{0,945} \quad (15)$$

kde

$$a = -0,29611 + u_P \cdot 0,11145 \quad (16)$$

Dolní index P ve vztahu (15) značí pravděpodobnost porušení, podle kterého se ve vztahu (16) určuje kvantil normálního rozdělení  $u_P$ . V tabulce 10 jsou uvedeny tyto kvantily normálního porušení pro vybrané pravděpodobnosti porušení.

P	0,5	0,7	0,9	0,95	0,99
$u_P$	0	0,524	1,282	1,645	2,326

Tabulka 10: Kvantily normálního porušení pro vybrané pravděpodobnosti porušení

Jelikož se jedná o výpočet v místě svaru, bude dále do výpočtu meze únavy přidán koeficient vlivu svaru  $K_{sv}$  určený na základě internetového zdroje<sup>[17]</sup>. Zde je odečtená hodnota 1,2.

S využitím tabulky 10, rovnic (15), (16) a koeficientu svaru bude výsledná hodnota meze únavy  $\sigma_c$ :

$$\sigma_c = \sigma_{c0,5} \cdot \frac{1}{K_{sv}} = 125,82 \cdot \frac{1}{1,2} = 104,85 \text{ MPa} \quad (17)$$

Protože v plášti bubnu vzniká po zatížení víceosá napjatost, je nutno stanovit redukované napětí  $\sigma_{red}$ . Pro zjednodušení budou uvažována hlavní napětí ve fázi. Ke stanovení tohoto napětí existují různá kritéria, například Crosslandovo, Dang Van, Sinovo a další. Zde bude použito kritérium podle HMM. Pro zjednodušení bude využit předpoklad, že hlavní napětí mají průběh periodického zatěžování. Na základě maximálních a minimálních hodnot jsou

dle vztahů (12), (13) a dle obrázku 30 určeny parametry zátěžného cyklu. Ty jsou pro jednotlivé zátěžné stavy uvedeny v tabulkách 11, 12 a 13.

$\sigma_{h1}^I$	$\sigma_{d1}^I$	$\sigma_{a1}^I$	$\sigma_{m1}^I$
4,52	-0,095	2,306	2,212
$\sigma_{h2}^I$	$\sigma_{d2}^I$	$\sigma_{a2}^I$	$\sigma_{m2}^I$
1,14	-1,49	1,317	-0,174
$\sigma_{h3}^I$	$\sigma_{d3}^I$	$\sigma_{a3}^I$	$\sigma_{m3}^I$
0,155	-4,9	2,525	-2,37

Tabulka 11: Aproximované parametry hlavních napětí pro zátěžný stav I [MPa]

$\sigma_{h1}^{II}$	$\sigma_{d1}^{II}$	$\sigma_{a1}^{II}$	$\sigma_{m1}^{II}$
19,6	-1,16	10,4	9,236
$\sigma_{h2}^{II}$	$\sigma_{d2}^{II}$	$\sigma_{a2}^{II}$	$\sigma_{m2}^{II}$
4,14	-5,34	4,742	-0,601
$\sigma_{h3}^{II}$	$\sigma_{d3}^{II}$	$\sigma_{a3}^{II}$	$\sigma_{m3}^{II}$
0,172	-26,5	13,346	-13,175

Tabulka 12: Aproximované parametry hlavních napětí pro zátěžný stav II [MPa]

$\sigma_{h1}^{III}$	$\sigma_{d1}^{III}$	$\sigma_{a1}^{III}$	$\sigma_{m1}^{III}$
20,6	-1,39	10,999	9,605
$\sigma_{h2}^{III}$	$\sigma_{d2}^{III}$	$\sigma_{a2}^{III}$	$\sigma_{m2}^{III}$
4,39	-5,61	4,999	-0,611
$\sigma_{h3}^{III}$	$\sigma_{d3}^{III}$	$\sigma_{a3}^{III}$	$\sigma_{m3}^{III}$
0,192	-27,8	13,972	-13,78

Tabulka 13: Aproximované parametry hlavních napětí pro zátěžný stav III [MPa]

S využitím tabulek 10 – 13 se redukované napětí vypočte dle vztahu:

$$\sigma_{red} = 2 \cdot \sigma_{a_{red}} = \frac{2}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_{1a} - \sigma_{2a})^2 + (\sigma_{2a} - \sigma_{3a})^2 + (\sigma_{1a} - \sigma_{3a})^2} \quad (17)$$

Výsledná redukovaná napětí pro jednotlivé zátěžné stavy jsou uvedena v tabulce 14.

$\sigma_{red}^I$	2,23
$\sigma_{red}^{II}$	15,148
$\sigma_{red}^{III}$	15,834

Tabulka 14: Spočtená redukovaná napětí pro jednotlivé zátěžné stavy [MPa]

## 6.2 Iniciační únavových trhlin

Dle definice meze únavy, tedy že to je největší napětí, které nevede k lomu ani po překonání smluvní hranice  $10^7$  cyklů, lze po srovnání vypočtených výsledků v tabulce 13 a rovnici (17) říci, že k iniciaci únavově významných trhlin nedojde. Vypočtené hodnoty napětí se pohybují hluboko pod spočtenou mezí únavy. Nicméně dále v této kapitole bude nastíněn postup řešení pro vysokocyklovou únavu.

Výchozím vztahem zde bude vztah navržený Basquinem pro elastickou deformaci  $\varepsilon_{ae}$ , viz (18).

$$\varepsilon_{ae} = \frac{\sigma_a}{E} = \frac{\sigma'_f}{E} \cdot (2 \cdot N_f)^b \quad (18)$$

Zde  $N_f$  je hledaný počet cyklů do lomu,  $\sigma'_f$  materiálová konstanta únavové pevnosti  $b$  je exponent únavové pevnosti. Tyto materiálové konstanty se získávají z únavových zkoušek. Jelikož v tomto případě únavové zkoušky nebyly provedeny, tyto parametry se spočtou z empirických vztahů dle skript<sup>[4]</sup>, viz (19) a (20).

$$x_P(R_m) = 10^{a(x)} \cdot R_m^{B(x)} \quad (19)$$

$$a(x) = A(x) + \mu(x) + u_p \cdot \bar{\sigma}(x) \quad (20)$$

Zde se za  $x_P$  dosadí hledaná veličina, kde  $P$  vyjadřuje pravděpodobnost podkročení. Dále  $A(x)$  a  $B(x)$  jsou konstanty,  $\mu(x)$  je medián a  $\bar{\sigma}(x)$  směrodatná odchylka. V závislosti na zvolené pravděpodobnosti podkročení  $P$  se z tabulky 9 určí kvantil normálního rozložení, zbylé veličiny se určí z tabulky 15 níže.

x	A(x)	B(x)	$\mu(x)$	$\bar{\sigma}(x)$
$\sigma'_f$	1,0968	0,70256	$3,4033 \cdot 10^{-3}$	$8,5936 \cdot 10^{-2}$
$ b $	-0,61975	-0,14386	$1,0284 \cdot 10^{-2}$	$9,4083 \cdot 10^{-2}$

Tabulka 15: Hodnoty pro určení materiálových konstant

V tabulce 15 se objevuje exponent únavové pevnosti v absolutní hodnotě. To je zapříčiněno tím, že uváděné hodnoty byly odvozeny v log-log souřadnicích. Tento exponent je ovšem vždy záporný, tudíž se musí do rovnice dosazovat se záporným znaménkem.



Po zjištění materiálových konstant z rovnic (19) a (20) lze dosadit do rovnice (21), která vznikla úpravou vztahu (18).

$$N_f = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{\sigma_a}{\sigma'_f} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (21)$$

V následující tabulce 16 jsou uvedené vypočtené materiálové hodnoty dle rovnic (19) a (20). V tabulce 17 potom spočtené počty cyklů  $N_f$  pro jednotlivé zátěžné stavy.

$\sigma'_f$ [MPa]	b [-]
761,03	0,106

Tabulka 16: Hodnoty materiálových konstant

$N_f^I$	$2,539 \cdot 10^{26}$
$N_f^{II}$	$3,67 \cdot 10^{18}$
$N_f^{III}$	$2,42 \cdot 10^{18}$

Tabulka 17: Spočtené počty cyklů do porušení

Jak je uvedeno na začátku kapitoly, lze očekávat, že spočtené hodnoty pro počty cyklů se budou vyskytovat v oblasti neomezené životnosti. Tento odhad potvrzuje tabulka 17. Vlivem únavového namáhání by za předpokladu zatížení bubnu dle provedených simulací neměly vznikat technicky významné trhliny.

### 6.3 Šíření únavových trhlin

Během provozu rotačního sušícího bubnu se začaly objevovat na povrchu trhliny. Nejdelší z nich má délku po povrchu 470 mm. Pro tuto trhlínu bude dále spočten pro každý zátěžný stav počet cyklů do rozšíření trhlíny na kritickou délku.

Je známa délka trhlíny po povrchu bubnu  $l_p$ . Pro následující výpočty je třeba znát délku trhlíny do hloubky součásti  $l_h$ , která se spočte pro rovinnou deformaci dle vztahu (18). Za  $\sigma_{max}^{HMH}$  se dosadí maximální spočtená hodnota z průběhu redukovaného napětí dle HMH ze simulace.

$$l_h = \frac{2 \cdot \sigma_{max}^{HMH} \cdot l_p}{\frac{E}{1 - \mu^2}} \quad (18)$$

Podle rovnice (19) se spočte rozptyl faktoru intenzity napětí  $\Delta K$  pro první mód zatížení. V tomto výrazu se vyskytuje veličina  $Y$ , která se nazývá funkce tvaru a způsobu zatížení. V praxi má tato veličina často hodnotu blízkou jedné. Vzhledem k nedostatku materiálových dat bude zde rovna přímo jedné, tudíž dále s touto konstantou není počítáno.

$$\Delta K = K_{max} - K_{min} = \sigma_{red} \cdot \sqrt{\pi \cdot l_h} \cdot Y \quad (19)$$

Dále jsou potřeba materiálové parametry  $A$  a  $m$  stanovované rovněž zkouškami. Již zmíněný autor<sup>[4]</sup> má uveřejněné tyto materiálové konstanty pro některé oceli stejné třídy jakou je ocel bubnu. Po porovnání jejich chemického složení jsou do výpočtu použity hodnoty těchto materiálových parametrů pro ocel ČSN 12 010. V tabulce 18 jsou uvedeny jejich hodnoty.

A	m
$1,699 \cdot 10^{-11}$	2,831

Tabulka 18: Materiálové parametry pro výpočet šíření únavových trhlin

Nyní, když je známa délka trhliny  $l_h$ , je zapotřebí určit kritickou délku  $l_{cr}$ . Ta se určí na základě znalosti lomové houževnatosti  $K_{IC}$  a vztahu pro výpočet faktoru intenzity napětí  $K$ . Lomová houževnatost se stanovuje opět ze zkoušek. Existují ale empirické vztahy pro výpočet z vrubové houževnatosti. Byl vybrán vztah (20) z literatury<sup>[14]</sup> podle Sailorse a Cortena.

$$K_{IC} = 13,2 \cdot \sqrt{(KCV)} \quad (20)$$

V materiálových listech, viz příloha A, je uvedena vrubová houževnatost ze zkoušky s U vrubem, ve vztahu (20) je počítáno s vrubovou houževnatostí s V vrubem. Po převodu vrubové houževnatosti za pomoci online převodníku<sup>[11]</sup> se získá požadovaná hodnota  $KCV$ , která se dosadí do výrazu (20), jak je uvedeno v rovnici (21).

$$K_{IC} = 13,2 \cdot \sqrt{(24)} = 64,67 \text{ MPa}\sqrt{m} \quad (21)$$

Tudíž hodnota pro kritickou délku trhliny se získá ze vztahu (22).

$$l_{cr} = \frac{1}{\pi} \cdot \left( \frac{K_{IC}}{\sigma_{red}} \right)^2 \quad (22)$$

Konečně pomocí Paris Erdoganovy rovnice (23) lze určit rychlost šíření trhliny.

$$\frac{dl}{dN} = A \cdot \Delta K^m \quad (23)$$

Kde  $l$  je délka trhliny a  $N$  počet cyklů. Separováním proměnné a integrací v mezích pro délku trhliny od  $l_h$  do  $l_{cr}$ , případně  $l_{tl}$ , se získá vztah (24).

$$N = \frac{l_{cr}^{1-\frac{m}{2}} - l_h^{1-\frac{m}{2}}}{\left(1 - \frac{m}{2}\right) \cdot A \cdot [\sigma_{red} \cdot \sqrt{\pi}]^m} \quad (24)$$

Jelikož hodnota  $l_{cr}$  je ve všech zátěžných stavech vyšší než  $l_{tl}$ , je do rovnice (24) dosazená hodnota  $l_{tl}$  namísto  $l_{cr}$ . V následujících tabulkách 19 – 21 jsou pro jednotlivé zatěžovací stavy uvedeny spočtené hodnoty pro počet cyklů  $N_L$  včetně mezivýsledků z rovnic (18), (19), (21) a (22). Také je zde pro porovnání uvedena tloušťka stěny  $l_{tl}$ .

$l_h^I$	$\Delta K^I$	$K_{IC}^I$	$l_{cr}^I$	$l_{tl}^I$	$N_L^I$
[mm]	MPa√m	MPa√m	[mm]	[mm]	[-]
0,014	0,015	64,67	249,98	20	$2,82 \cdot 10^8$

Tabulka 19: Spočtené výsledky pro šíření únavových trhlin pro zátěžný stav I

$l_h^{II}$	$\Delta K^{II}$	$K_{IC}^{II}$	$l_{cr}^{II}$	$l_{tl}^{II}$	$N_L^{II}$
[mm]	MPa√m	MPa√m	[mm]	[mm]	[-]
0,0816	0,243	64,67	249,98	20	$5,73 \cdot 10^8$

Tabulka 20: Spočtené výsledky pro šíření únavových trhlin pro zátěžný stav II

$l_h^{III}$	$\Delta K^{III}$	$K_{IC}^{III}$	$l_{cr}^{III}$	$l_{tl}^{III}$	$N_L^{III}$
[mm]	MPa√m	MPa√m	[mm]	[mm]	[-]
0,0851	0,259	64,67	249,98	20	$4,95 \cdot 10^8$

Tabulka 21: Spočtené výsledky pro šíření únavových trhlin pro zátěžný stav III

Po porovnání spočtených cyklů  $N_L$  do rozšíření trhliny na kritickou délku  $l_{cr}$ , nebo přesněji do rozšíření trhliny přes celý průřez pláště  $l_{tl}$ , vyplývá, že se tyto spočtené výsledky vyskytují za smluvní hranicí  $10^7$  cyklů. Tudíž lze konstatovat, že v případě provozu bubny se simulovaným zatížením nedojde k havárii zařízení.

## 7. Závěr

Práce se zabývá analýzou rotační sušící pece vyrobené firmou TRINOM s.r.o. v Přerově. Během chodu zařízení se začaly objevovat v místě přechodu pláště bubnu a podporového dílu I trhliny v místě svaru. Cílem této práce tedy bylo provést pevnostní kontrolu včetně posouzení vzniku trhlin v plášti bubnu. Úvod je věnován stručnému popisu vzniku takovýchto zařízení a přiblížení využití rotačních pecí. Rovněž je zde blíže popsán chod počítaného rotačního bubnu a nastíněn postup řešení problematiky. Pro ilustraci zde nechybí ani obrázek.

V první kapitole je již buben popsán podrobněji. Uvádí se zde, z jakých částí se skládá a jaké mají rozměry, typy a tvary lopatek nacházejících se v lopátkové vestavbě. Také je zde popsáno řešení pohonu včetně instalovaného asynchronního motoru.

Následující kapitola je věnována rozložení materiálu uvnitř bubnu. Jelikož během sušení hnojiva dochází ke změně jeho hustoty, tak v prvním kroku je stanovena lineární rovnice pro výpočet této měrné hmotnosti směsi. Dále jsou na základě průřezů daných lopatek odvozeny rovnice popisující změnu obsahu materiálu v daném průřezu na úhlu natočení bubnu. Vynásobením těchto obsahů délkami jednotlivých lopatek a střední hustotou v počítané oblasti bylo zjištěno, že lopatky na napjatost bubnu nemají žádný vliv. Nachází se na nich totiž méně jak 1% celkové sušené směsi. Se znalostí průběhu změn hmotností na lopátkách se potom dopočítala směs v bubnu nacházející se na dně a úhel, při kterém se lopatky vynoří z promíchávané směsi. Následující upřesněné výsledky směsi na lopátkách a na dně bubnu se dále použily při tvorbě okrajových podmínek.

Ve třetí kapitole je popsána tvorba výpočtového modelu. Firmou iniciující tuto práci sice byl dodán i 3D model, ale vzhledem k přijatým zjednodušením pro následující výpočty byla geometrie výpočtového modelu tvořena převážně z dodané výkresové dokumentace. Dále jsou zde uvedeny materiál, který byl použit pro výpočty, MKP síť a okrajové podmínky. Ty se skládají z okrajových podmínek simulujících uložení bubnu na opěrných válcích a ze zatížení od materiálu v bubnu. Byly definovány tři zátěžné stavy, všechny se stejným uložením bubnu, ale pro každý stav s jiným zatížením. První zátěžný stav simuluje chod prázdného bubnu, druhý chod se zcela provozně zatíženým bubnem a třetí stav simuluje přetížení bubnu nalepeným materiálem na vnitřních stěnách. Třetí zátěžný stav vychází z informací z provozu. Další podmínkou jsou kontakty mezi lopatkami a bubnem, všechny typu bonded, tedy lineární.

V další kapitole jsou již uvedeny výsledky simulace pro jednotlivé zátěžné stavy. Jsou zde vyhodnocovány průběhy napětí po plášti bubnu, deformační posuvy bubnu a reakce v místech okrajových podmínek simulujících uložení bubnu. Z reakcí jsou pak stanoveny rovnovážné statické momenty a dynamický vliv při rozběhu. Z vyhodnocení napětí lze konstatovat, že se na bubnu nenacházejí místa, kde by hrozilo riziko překročení meze kluzu a tudíž vzniku plastických deformací. Výsledná reakce od pastorku pohonu v prvním zátěžném stavu je ale příliš nízká, což ovlivnilo i výpočet rovnovážného statického momentu a dynamického vlivu při rozběhu zařízení. Ve druhém a třetím zátěžném stavu již vychází tato reakce realisticky. Tudíž lze konstatovat jen na základě druhého a třetího zátěžného stavu, že dynamický vliv při rozběhu zařízení je zanedbatelný, což se zdá být reálné.

Následně je řešeno únavové namáhání místa bubnu, kde vznikají trhliny. V úvodu kapitoly je shrnuta zejména použitá teorie únavy materiálu. Následující výpočty vychází z průběhů napětí po vnější stěně bubnu v místě vzniku trhlin. Prvně byly spočteny mez únavy a redukovaná napětí pro jednotlivé zátěžné stavy. Již na základě těchto spočtených údajů lze říci, že při takto namáhaném bubnu, jak bylo simulováno, v daném místě trhliny vznikat nemohou. Další výpočty počtů cyklů do porušení a počtů cyklů do rozšíření délky trhliny na kritickou délku tuto teorii potvrdily.

Z práce tedy vyplývá, že buben pevnostně vyhovuje. Zatížení bubnu, jak bylo simulováno, nemá vliv na vznik trhlin, které se na bubnu objevily. Podle dalších informací z provozu se během chodu zařízení odlupují nalepené kusy materiálu a padají na dno bubnu. Podle váhy těchto padajících kusů může v plášti bubnu vznikat mnohonásobně vyšší napjatost, která může zapříčinit vznik trhlin. V návaznosti na tuto práci by tedy bylo vhodné provést simulace rázu.

# Literatura

- [1] ANSYS. ANSYS Academic Research, Release 17.0, Help System
- [2] BOATENG, Akwasi Acheampong. *Rotary kilns: transport phenomena and transport processes*. Boston: Elsevier/Butterworth-Heinemann, c2008. ISBN 978-0-7506-7877-3.
- [3] JŮZA, Aleš, *Křehkolomové vlastnosti stavebních ocelí: disertační práce*. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta stavební, 2009, 159 s., školitel Rotter, T.
- [4] KUČERA, Josef. *Stručný úvod do mechaniky lomu - II. část. Únava materiálu*. Ostrava: VŠB, 1994. ISBN 80-7078-244-7.
- [5] LASEK, Stanislav. *Základy degradačních procesů*. Vyd. 1., Ostrava: Nakladatelství VŠB – Technická univerzita, 2012. ISBN 978-80-248-3373-6.
- [6] LAUSCHMANN, Hynek. *Mezní stavy I: únava materiálu*. Vyd. 2., přeprac. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03671-6.
- [7] Motory. *Domů - PohonnaTechnika.cz* [online]. [cit. 2017-01-23]. Dostupné z: <http://www.pohonnatechnika.cz/skola/motory>
- [8] *Oceli: výrobní program*. II. díl, Vlastnosti a použití. Praha: Hutnictví železa, 1980.
- [9] *P10: Vliv středního napětí na mez únavy (smyčkové diagramy), mez únavy těles s vruby, vliv víceosé napjatosti* [online]. Ostrava [cit. 2017-02-05]. Dostupné z: <https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/prednaska10.pdf>
- [10] *P12: Neuberovo pravidlo v únavě materiálu. Šíření únavových trhlin při konstantním rozkmitu napětí (Paris-Erdoganův vztah). Šíření únavových trhlin při víceosé napjatosti* [online]. Ostrava [cit. 2017-02-06]. Dostupné z: <https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/prednaska12.pdf>
- [11] Resilience equivalence - ANDRE LAURENT. *Engine Manufacturing, and expert in mechanical assembly - Andre Laurent* [online]. [cit. 2017-03-12]. Dostupné z: <http://www.andre-laurent.com/resilience-equivalence/>
- [12] Trinom - zpracování sypkých materiálů. *Trinom - zpracování sypkých materiálů* [online]. [cit. 2016-11-14]. Dostupné z: <http://www.trinomprerov.cz/fotogalerie>

- [13] Únava materiálov - základné poznatky a pojmy. *Vitajte!* [online]. [cit. 2017-02-18]. Dostupné z: <http://www.matnet.sav.sk/index.php?ID=213>
- [14] VLK, Miloš, FLORIAN, Zdeněk. *Mezní stavy a spolehlivost*. Brno: Vysoké učení technické, 1991.
- [15] Výkresová dokumentace firmy Trinom s.r.o.
- [16] Matematické vzorce. *Matematické vzorce: Výpočty online* [online]. [cit. 2016-10-08]. Dostupné z: <http://vzorce-matematika.hys.cz/obsah-kruhove-usece.php#oo6>
- [17] Help. *Help* [online]. [cit. 2017-02-20]. Dostupné z: <http://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2016/CSY/?guid=GUID-C3B39381-8E37-4288-B0E7-C6844E0D2A44>

# Přílohy

## Příloha A

B 3 - 12 016

Srovnatelná ocel:		<b>OCEL 12 016</b>				VN 41 2016			
1. VLASTNOSTI ZARUČOVANÉ NORMOU									
Chemické složení /rozbor tavby [%]	C	Mn	Si	Ni	Ti	Cr	Cu	P	S
	max. 0,09	0,30 0,80	0,25 0,40	max. 0,20	min. 5x%C	max. 0,25	max. 0,25	max. 0,030	max. 0,030
Barevné označení: zelená - oranžová - modrá							Třída odpadu: 002		
Výrobek: tlusté plechy, široká ocel, ploché a kruhové tyče, bezešvé a bezešvé přesné trubky									
Mechanické a technologické vlastnosti									
Výrobek	Stav	Průměr, tloušťka [mm]		Mez kluzu R <sub>e</sub> min. [MPa]	Pevnost R <sub>m</sub> [MPa]	Tažnost A <sub>5</sub> min. [%]	Vrubová houževnatost [J.cm <sup>-2</sup> ]		
		nad	do				KCU 2 min.		
Plechy tlusté	.2	6	15	186	343 441	22	49		
Široká ocel	.2	8	15	186	343 441	22	49		
Tyče válcov.	.2	10	20	186	343 441	22			
Trubky bezešvé	.2			186	343 441	22			
Technologické zkoušky									
Výrobek	Stav	Tloušťka [mm]	Zkouška rozháněcí		Zkouška zmáčknutím				
			d 1/d	rozehnání [%]					
Trubky bezešvé	.2		0,9	20	$H = \frac{1,09 D \cdot a}{0,09 D + a}$				
			0,8	22					
			0,7	25					
			0,6	30					
Výrobek	Stav	Tloušťka [mm]	Zkouška lámavosti						
			úhel ohybu α	průměr trnu D					
Plechy tlusté	.2	6 - 12	180°		1 a napříč				
Široká ocel	.2	8 - 15	180°		1 a podél				
Materiálová svařitelnost podle ČSN 05 1310			zaručená podmíněná						



3 - 12 010

2. INFORMATIVNÍ ÚDAJE						
Teploty přeměn [°C] /při rychlosti ohřevu 2,0 - 2,5°C/min./			Ac <sub>1</sub>		Ac <sub>3</sub>	
			720 - 740		870 - 900	
Mez R <sub>p</sub> 0,2 [MPa] při teplotě [°C]			100	200	300	350
Plechý tlusté	.2	6 15	177	167	147	137
3. ÚDAJE PRO TECHNOLOGICKÉ ZPRACOVÁNÍ						
Doporučené postupy tváření a tepelného zpracování						
Zpracování		Teplota [°C]		Postup		
Tváření		1100 - 850		ochlazovat na vzduchu		
Žhánění		750 - 780		ochlazovat na vzduchu		
Ohýbání a lisování		850 - 700		ochlazovat na vzduchu		
Žhánění na snížení pnutí		720 - 750		ochlazovat na vzduchu		
Obrobitelnost						
Výrobek	Stav	Pevnost R <sub>m</sub> max. [MPa]	Součinitel obrobitelnosti k <sub>o</sub>			
			soustružení, hoblování		frézování, vrtání	
Plechý	.0,.2	441	16 b		14 b	